UNIVERSITE DE GENEVE **FACULTE DES SCIENCES**
SECTION DE PHYSIQUE
Groupe de Physique Appliquée **Prof. O. Guisan**

Analyse énergétique de l'immeuble industriel "Marcinhès" à Meyrin (GE)

THESE

présentée à la Faculté des Sciences
de l'Université de Genève
pour obtenir le grade de docteur ès Sciences, mention Physique

par

Daniel Pahud

de
Satigny (GE)

THESE N° 2645

GENEVE
Atelier d'impression de la Section de Physique
1993

La Faculté des Sciences, sur le préavis de Messieurs O. GUISAN, professeur ordinaire et directeur de thèse (Groupe de Physique Appliquée, GAP), M. GUENIN, professeur ordinaire (Groupe de Physique Appliquée, GAP), B. MATHEY, docteur (Géologue-conseil, Montézillon), C.-A. ROULET, docteur (EPF Lausanne), B. LACHAL, docteur (CUEPE), J.-C. HADORN, expert (Chef de programme OFEN, BSI - Lausanne) et P. BREMER, expert (Chef de programme OFEN, SEDE SA - Vevey), autorise l'impression de la présente thèse, sans exprimer d'opinion sur les propositions qui y sont énoncées.

Genève, le 8 décembre 1993

Thèse - 2645 -

Le Doyen, Pierre MOESCHLER

Remerciements

Je tiens à remercier toutes les personnes qui, de près ou de loin, m'ont aidé à mener ce travail de longue haleine qui a abouti à l'élaboration de cette thèse:

- le professeur Olivier Guisan qui a bien voulu assurer la direction de cette thèse.

- M. Bernard Lachal, qui a suivi de près mes travaux et avec qui j'ai pu entretenir de fructueuses discussions.

- notre équipe de travail, plus particulièrement A. Mermoud et E. Pampaloni pour leurs précieuses collaborations.

- MM. Rey et Franchetti (et l'entreprise Jean Sieber SA), pour l'intérêt constant porté à notre étude, la mise à disposition d'un emplacement dans leurs locaux ainsi que les facilités offertes nécessaires à un tel projet.

- M. Vercauteren, ingénieur responsable de la gestion de l'entreprise Jean Sieber SA et de l'immeuble, pour sa disponibilité permanente à résoudre les problèmes pratiques de notre installation.

- M. B. Matthey, Ingénieur Conseil, concepteur des systèmes techniques de production de chaleur (capteurs, stockage, appoints), pour la fructueuse collaboration qu'il a su développer avec notre équipe.

- M. C.-A. Roulet, auteur du concept des façades en double-peau, dont les avis et les conseils m'ont permis l'analyse globale du bâtiment.

- M. G. Hellström, de l'Université de Lund, en Suède, qui m'a généreusement accueilli dans son université et m'a ouvert aux programmes de calculs relatifs aux stockages saisonniers.

- et bien sûr Mme L. Evans, qui a tapé la majeure partie de cette thèse.

- tous ceux dont le nom n'a pas été cité mais qui se sentent également concernés par ce travail.

Le financement de cette campagne de mesures et de l'étude des performances de l'immeuble a été pris en charge, en grande partie, par l'Office Fédéral de l'Energie.

Table des matières

Remerciements p i

Bibliographie p iii

1.- Introduction p 1

2.- Objectifs p 2

3.- Les capteurs solaires p 3

4.- Pompe à chaleur à gaz p 5

5.- Chaudières à gaz et bilan de distribution de chaleur p 7

6.- Le stockage saisonnier p 9

7.- Les façades en double-peau p 13

8.- Caractérisation de la demande de chauffage du bâtiment p 15

9.- Le bâtiment en fonctionnement réel p 17

10.- Le bâtiment en fontionnement normal p 19

11.- Quelques scénarios possibles p 21

12.- Conclusion p 22

Annexe 1.- Programmes de calculs simplifiés

A1.1.- Le programme GHE p 24

A1.2.- Le programme QPERGHS p 26

A1.3.- Le programme QGHS p 28

Annexe 2.- Le système solaire actif en fonctionnement normal

A2.1.- Approche simplifiée p 31

A2.2.- Calcul détaillé du fonctionnement du stockage p 34

A2.3.- Evaluation du système solaire actif p 37

Annexe 3.- Alternative à l'utilisation du stockage saisonnier comme source froide de la pompe à chaleur p 40

Annexe 4.- Utilisation du système solaire actif sans pompe à chaleur

A4.1.- Démarche générale p 41

A4.2.- Utilisation du stockage dans sa forme actuelle p 42

A4.3.- Optimisations possibles du stockage et de son exploitation p 42

A4.4.- Demande de chauffage réduite p 46

Annexe 5.- Alternative aux façades en double-peau p 48

Bibliographie

[1] B. Matthey, C.-A. Roulet, A Passive Solar Industrial Building Combined with a 20'000 m^3 Seasonal Storage at Meyrin (Geneva).
Third International Congress On Building Energy Management, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 1987, pp 197-203.

[2] B. Matthey, Accumulateur saisonnier de chaleur solaire de 20'000 m^3 par sondes verticales sous un bâtiment industriel à Meyrin - Genève.
Jigastock 88, IVèmes Conférence Internationale sur le stockage de l'énergie pour le chauffage et le refroidissement des bâtiments, octobre 88, Versailles, pp 561-565.

[3] B. Matthey, C.-A. Roulet, Centre Industriel et Artisanal Marcinhès, Meyrin/Genève.
Revue de la SSES SonnenEnergie/Energie Solaire, février 1986, pp 37-39.

[4] O. Guisan, B. Lachal, A. Mermoud, Immeuble Industriel Marcinhès: proposition pour une étude thermique globale et définition d'un système de mesures. Groupe de Physique Appliquée de l'Université de Genève, novembre 1987.

[5] A. Mermoud, Système d'acquisition de données pour des mesures énergétiques dans le bâtiment. Groupe de physique Appliquée, document interne, février 1990.

[6] A. Mermoud, D. Pahud, O. Guisan, B. Lachal, Etude du Centre Industriel et Artisanal Marcinhès à Meyrin (GE). Rapport partiel. Groupe de Physique Appliquée et Centre Universitaire pour l'Etude des Problèmes de l'Energie, Uni/GE, septembre 1991.

[7] D. Pahud, Etude du Centre Industriel et Artisanal Marcinhès à Meyrin (GE). Rapport final. Groupe de Physique Appliquée et Centre Universitaire pour l'Etude des Problèmes de l'Energie, Uni/GE, septembre 1993.

[8] O. Guisan, A. Mermoud, B. Lachal, O. Rudaz, Characterization of Evacuated Collectors, Arrays, and Collection Subsystems. Report of the IEA Task VI, June 1986.

[9] O. Guisan, A. Mermoud, B. Lachal, O. Rudaz, G3-Model. IEA Task VI - Group of Applied Physics, Univ. of Geneva, June 1986.

[10] O. Guisan, B. Lachal, A. Mermoud, Universal Daily Input/Output Diagrams for Thermal Solar Collection Subsystems, parts I and II. International Journal of Solar Energy, Vol 8, 1990.

[11] A. Mermoud, O. Guisan, B. Lachal, O. Rudaz, Solarcad 1000 project, Final Report. Centre Universitaire d'étude des problèmes de l'énergie et Groupe de Physique Appliquée de l'Université de Genève, Université de Genève, février 1988.

[12] B. Lachal, O. Guisan, A. Mermoud, O. Rudaz, O. Kaelin, Le programme G3 pour PC, description, validations et mode d'emploi. GAP, Univ. de Genève, mai 1988.

[13] Programme ChalComd, LENI - EPFL, Lausanne, rapport interne, 1991.

[14] M. Rizzo, La distribution de chaleur de la chaudière aux émetteurs, Chaud Froid Plomberie n°507, Editions Parisiennes, pp 151-165.

[15] J.-C. Hadorn, Guide du stockage saisonnier de la chaleur. Documentation SIA/OFEN D028, SIA, Société suisse des ingénieurs et des architectes, Postfach, 8039 Zürich, mars 1988.

[16] J.-F. Sacadura, Initiation aux transferts thermiques. C.A.S.T., INSA de Lyon. Ed. Technique et Documentation (Lavoisier), 1982.

[17] G. Hellström, Ground Heat Storage, Thermal Analyses of Duct Storage Systems, Theory. Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden, April 1991.

[18] J. Bennet, J. Claesson, G. Hellström, Multipole Method to Compute the Conductive Heat Flows to and between Pipes in a Composite Cylinder, Notes on Heat Transfert 3-1987, Dep. of Building Technology and Mathematical Physics, University of Lund, Box 118, S -22100 Lund, Sweden, 1987.

[19] J. Claesson, G. Hellström, Theoretical and Experimental Study of the Local Heat Transfer in a Borehole with Heat Exchanger Pipes, Jigastock 88, Proceeding, 1988, Versailles, France, Volume 1, 1988, pp 139-143.

[20] Daniel Pahud, Stockage souterrain de chaleur: calculs de diffusion, mesures et comparaisons. Travail de diplôme, GAP, Univ. de Genève, sept 1989.

[21] O. Guisan, B. Lachal, B. Matthey, A. Mermoud, D. Pahud, A 20'000 m^3 Solar Seasonal Heat Store Under an Industrial Building at Meyrin-Geneva. Measurements and Calculations.
Workshop on Seasonal Thermal Energy Storage in Duct System, Technische Universität München, June 1990, pp 35-55.

[22] O. Guisan, B. Lachal, B. Matthey, A. Mermoud, D. Pahud, Stockage saisonnier de 20'000 m^3 sous un immeuble industriel à Meyrin-Genève. Journées d'information de l'OFEN, 18-19 octobre 1990, Berne.

[23] G. Hellström, Duct Ground Heat Storage Model (DST), Manual for Computer Code, Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden, mars 1989.

[24] D. Pahud, O. Guisan, B. Lachal, B. Matthey, A. Mermoud (1991), Stockage saisonnier de chaleur de 20'000m^3 alimenté par des capteurs solaires, CISBAT'91, EPFL, LESO, Lausanne, pp 323-328.

[25] G. Hellström, PC-Programs for Ground Heat Systems, Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden, mai 1989.

[26] D. Pahud, Etude, application et évaluation de la nouvelle Norme Européenne (EN) sur un bâtiment industriel. Cycle d'études postgrades en énergie. LASEN, EPFL, Lausanne, 1992.

[27] European Standard, Thermal Performance of Buildings, Calculation of Energy Use for Heating, Residential Buildings. European committee for Standardization, r. Stassart 36, B-1050 Brussels, 1992.

[28] Ashrae Handbook, Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., SI Edition, 1989, pp 32.1-32.20.

[29] C.-A. Roulet, Energétique du bâtiment I. Presses polytechniques romandes, 1987.

[30] C.-A. Roulet, Energétique du bâtiment II. Presses polytechniques romandes, 1987.

[31] Recommendation SIA 180/1: Protection thermique des bâtiments en hiver. Société suisse des ingénieurs et des architectes. Zürich, 1980.

[32] Recommandation SIA 380/1. L'énergie dans le bâtiment. Société suisse des ingénieurs et des architectes. Zürich, 1988.

[33] B. Nordell, The SmartStore Model Users Manual, Division of Water Resources Engineering, Lulea University of Technology, S-95187 Lulea, Sweden, à paraître été 1994.

[34] Chauffage à basse température, Office fédéral des questions conjoncturelles, 3003 Berne, 1ère édition, février 1985.

[35] J.-L. Lods, Département des travaux publics, Station d'Aïre, 1219 Aïre, communications privées.

1.- INTRODUCTION

Ce travail concerne l'analyse énergétique du Centre Industriel et Artisanal Marcinhès. Il est présenté sous la forme d'un résumé synthétique, qui récapitule tous les travaux effectués et retrace la démarche suivie. Ce travail s'appuie sur les documents suivants, déjà réalisés par l'auteur:

- le rapport partiel [6];
- l'application d'une Norme Européenne sur le bâtiment [26];
- le rapport final [7];
- les 5 annexes du présent travail qui complètent les travaux effectués.

Le cadre du travail est brièvement introduit.

Le centre Industriel et Artisanal Marcinhès a été conçu sur des bases entièrement privées. Sa conception énergétique [1,2,3] fait intervenir 940 m^2 de capteurs solaires plans (chauffage et eau chaude sanitaire), un stockage saisonnier de chaleur utilisant 20'000 m^3 de moraine sous le bâtiment, une pompe à chaleur à gaz de 215 kW, trois chaudières auxiliaires (gaz/mazout et bois) totalisant 640 kW ainsi que 3'400 m^2 de façades double-peau responsables de gains solaires passifs importants.

L'immeuble est destiné à être loué par lots à de petites ou moyennes entreprises pour un usage d'ateliers ou de locaux de production. Avec une surface de plancher de 18'400 m^2 et un volume intérieur de 68'000 m^3, il se présente comme un bloc rectangulaire (69 × 45 m) de six niveaux, plus un demi-niveau de parking sous le rez-inférieur. Le stockage saisonnier de chaleur est placé sous l'autre moitié du rez-inférieur. Le système de chauffage est composé d'un chauffage de base à basse température (30 - 45°C, dalles chauffantes) et d'un chauffage d'appoint à haute température (70 - 80°C, radiateurs et aérothermes). L'indice de dépense d'énergie thermique (gaz chaudières et PAC) ne devrait pas excéder 120 MJ/m^2an.

Le Groupe de Physique Appliquée de l'Université de Genève, intéressé par l'originalité de cette entreprise et la nouveauté des technologies mises en oeuvres, a été mandaté par l'Office Fédéral de l'Energie pour une campagne de mesures de deux ans dès 1988. Des retards dans la construction de l'immeuble ont prolongé la campagne de mesures jusqu'à l'été 1992. Dans la foulée, le suivi détaillé du stockage souterrain s'est poursuivi jusqu'en mai 1993.

2.- OBJECTIFS

Les objectifs ont été largement définis [4,6,7] et sont résumés par les quatre points suivants:

- 1: mesures;
- 2: analyses;
- 3: modélisations;
- 4: évaluations des choix technologiques.

1. Il s'agit d'abord de définir un système de mesure [4] conforme à l'étude que l'on s'est fixée. Il a nécessité le développement d'une chaîne d'acquisition de mesures conséquente (une centaine de capteurs à mesurer et enregistrer) et des logiciels de traitement des données [5]. Les mesures sont enregistrées sur de longues périodes (minimum un an pour le bâtiment et 2 à 3 ans pour le stockage saisonnier). Elles doivent permettre d'exhiber toutes les caractéristiques essentielles des systèmes étudiés. Au besoin, elles sont complétées par des mesures complémentaires sur une période de temps limitée.

2. L'analyse des mesures conduit à la compréhension et à l'évaluation des performances de chaque système, et de leurs influences mutuelles. Le bilan thermique global est effectué après avoir quantifié tous les flux énergétiques dans le bâtiment. La comparaison avec les prévisions est alors possible.

3. La modélisation de chaque système, par des modèles existants ou développés, permet leur optimisation. Inversement, l'utilisation de modèles existants fournit une validation supplémentaire dans les conditions d'exploitation rencontrées.

4. La modélisation débouche sur l'élaboration de modèles simplifiés, et doit permettre de reproduire leurs performances pour diverses conditions d'exploitation. Dès lors, différents scénarios peuvent être envisagés, afin de confronter différents choix et différents types d'exploitation possibles des technologies mises en oeuvre.

Tous les systèmes énergétiques destinés au chauffage du bâtiment sont analysés en détail. Ce sont l'ensemble des installations techniques de transformation et de distribution d'énergie thermique (capteurs solaires, PAC à gaz, chaudières à gaz, distribution BT et HT, etc.), le stockage saisonnier de chaleur et les façades en double-peau. Ces études aboutissent au bilan énergétique global du bâtiment et à l'évaluation des choix technologiques effectués. Quelques scénarios proposent des alternatives aux technologies mises en oeuvre.

Une étude de confort, initialement prévue, n'a pas été menée. Le bâtiment, inachevé et à moitié occupé pendant la campagne de mesures, présentait des sources d'inconfort évidentes.

L'analyse des coûts n'est pas entreprise. La prise en charge de la plupart des travaux par l'entreprise du propriétaire de l'immeuble, ainsi que leur durée dans le temps rendent difficiles toutes transpositions des coûts. On rappelle simplement que l'immeuble a été construit sur des bases entièrement privées et n'a pas bénéficié de subvention quelconque.

3.- LES CAPTEURS SOLAIRES

Les capteurs solaires alimentent le stockage saisonnier principalement en été et occasionnellement en hiver, quand leur production excède la quantité de chaleur extraite à l'évaporateur de la PAC à gaz. Ils sont constitués de 940 m^2 de capteurs plans, simple vitrage (l'absorbeur, sélectif, est choisi comme surface de référence), dont la structure en sheds d'aluminium constitue la couverture de l'immeuble. Inclinés à 45° et orienté au sud-ouest, le champ CC, 530 m^2, alimente le stockage saisonnier depuis mai 1989, et le reste, 410 m^2 en service depuis août 1989 (champ CECC) doit servir à la préparation de l'eau chaude sanitaire (ECS). Mais leur production est également dérivée sur le stockage saisonnier puisque le réseau de distribution ECS n'est toujours pas installé.

Les deux champs de capteurs et leur régulation respective sont largement décrits. Les mesures en continu permettent le suivi complet de leur fonctionnement. Ils sont analysés dans le détail de juin 89 à mai 90 [6].

Les effets d'incidence, les ombrages et les réflexions dans le plan des capteurs sont montrés et quantifiés. Les ombrages, importants en hiver, sont dominés par les réflexions en été; mais globalement, sur une année, l'ensoleillement dans le plan des capteurs est réduit de 2 à 3%.

Les paramètres fondamentaux des champs de capteurs sont établis par différentes méthodes. Pour le champ CC, le diagramme d'efficacité horaires livre une efficacité optique de 0.74 ± 0.02 et un facteur de pertes de 5.1 ± 0.3 W/m^2K (la capacité calorifique est établie et fixée à 28 kJ/m^2K). Une expérience de nuit, consistant au chauffage de la boucle du champ CC, d'attendre le régime stationnaire avant de débuter sa relaxation, à permis d'évaluer le facteur de pertes thermiques à 4.9 ± 0.2 W/m^2K et la capacité thermique de la boucle (capteurs et plomberie) à 29 ± 1.5 kJ/m^2K. Enfin, des mesures de stagnation permettent également d'évaluer le facteur de pertes, mais pour un capteur seul (sans la plomberie) et à haute température ($\Delta T = 120$ K). Les valeurs obtenues sont conformes aux données du fabriquant ainsi qu'aux relevés de plomberie des boucles complètes. Le suivi des performances des capteurs jusqu'en octobre 92 [7] montre qu'ils fonctionnent avec des caractéristiques stables, des pannes quasi inexistantes. Mais certains capteurs ont été sujets à des problèmes d'encrassement et de surchauffes.

La figure 3.1 montre les performances mensuelles mesurées de l'installation solaire. Le champ de capteur CC à fonctionné avec un rendement global de 47%, soit l'équivalent de 620 kWh/m^2an de chaleur produite à une température moyenne de fonctionnement de 40°C.

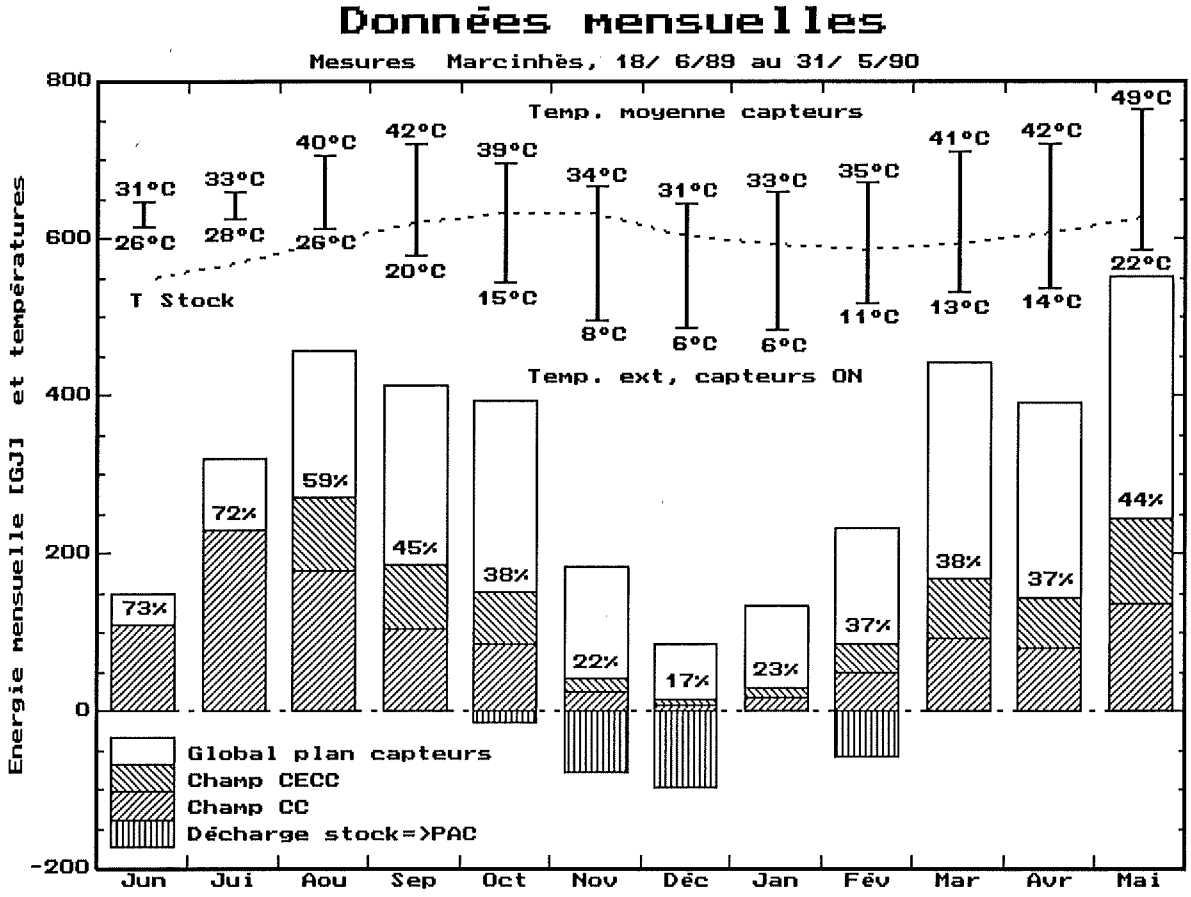

Figure 3.1.- Bilans mensuels du fonctionnement de l'installation solaire

Les performances journalières des boucles solaires sont montrées par le diagramme d'entrée/sortie (I/O). Mais ce dernier ne peut pas être établi avec les paramètres fondamentaux des champs [8], et ne permet pas une modélisation acceptable de leur performances. Pour réaliser cette tâche, le diagramme journalier I/O universel est construit conformément au modèle G3 [9,10]. Ce dernier, déjà validé sur un champ de capteurs tubulaires sous vide [11], permet de reproduire fidèlement les performances journalières des champs: on observe un biais annuel inférieur à 0.15 MJ/m^{2}jour (environ 4%) et une dispersion quotidienne (sigma) de 0.5 MJ/m^{2}jour. Au niveau d'un champ de capteurs, les prédictions du modèle G3 sont vérifiées de manière très satisfaisante.

Afin de pouvoir étudier le système solaire avec le stockage saisonnier, les échanges thermiques à travers l'échangeur solaire (à contre-courant) et l'échangeur souterrain sont évalués de manière empirique [6]. Ils permettent d'appliquer le modèle et le programme G3 [12], (qui comprend différents types de systèmes complets) à différents stades de complexité (de la boucle solaire seule au système complet avec stockage). Les prédictions annuelles restent dans des limites acceptables, inférieures à 10%. Enfin, une étude de sensibilité sur les paramètres physiques du système solaire est effectuée grâce au programme G3. Pour une température de travail des capteurs de 40°C, elle permet d'identifier l'efficacité optique comme le paramètre le plus sensible avec une élasticité de 1.4. (L'augmentation de 1% de l'efficacité optique augmente de 1.4% la chaleur annuelle produite). L'élévation de la température de travail des capteurs de 1K diminue la production annuelle de 2%.

4.- POMPE À CHALEUR À GAZ

La pompe à chaleur à gaz soutire l'énergie du stockage quand les gains solaires sont insuffisants ou nuls. La régulation du noeud solaire-stock-PAC, largement décrite [6,7], privilégie les gains solaires en faisant fonctionner les capteurs à la plus basse température possible. La PAC, équipée d'un condenseur de 12 kW, fonctionne à trois allures différentes et délivre 110, 180 ou 215 kW sur la boucle de production de basse température.

Les performances de la PAC sont étudiées en détail durant deux hivers successifs, de 1990 à 1992 [7]. Les différents modes de fonctionnement du noeud solaire-stock-PAC sont soigneusement examinés. L'énergie extraite directement des capteurs solaires reste inférieure à 10% de l'énergie totale soutirée par la PAC au cours d'une saison de chauffage.

Les pannes de la PAC sont très fréquentes et parfois prolongées. La quasi-totalité sont provoquées par des éléments externes à la pompe à chaleur proprement dite, par des défaillances d'organes de commande ou de gestion. D'autre part, elle peut fonctionner avec un mauvais COP, suite au dérèglement de certains composants (par exemple la soupape d'expansion). Son utilisation exige un suivi continu de ses performances, tout en étant capable de maîtriser ses pannes et de gérer les problèmes de maintenance.

Les performances de la PAC sont entièrement déterminées par ses pertes de transformation et son COP. Les pertes de transformation sont importantes et se chiffrent à 20% de l'énergie qui entre dans la PAC (énergie du gaz comptabilisée selon le PCI et énergie soutirée à l'évaporateur). Le COP est analysé en fonction de l'écart de température condenseur-évaporateur de la PAC. Il varie entre 1.4 et 1.8 (gaz: PCI), mais peut tomber vers 1.0 suite à un mauvais fonctionnement de la PAC. Les pertes de maintien sont évaluées par une expérience de chauffage-relaxation de la boucle de production basse température. Elles représentent 1% de la production totale de la PAC et sont négligées. Les performances de la PAC sont montrées par la figure 4.1.

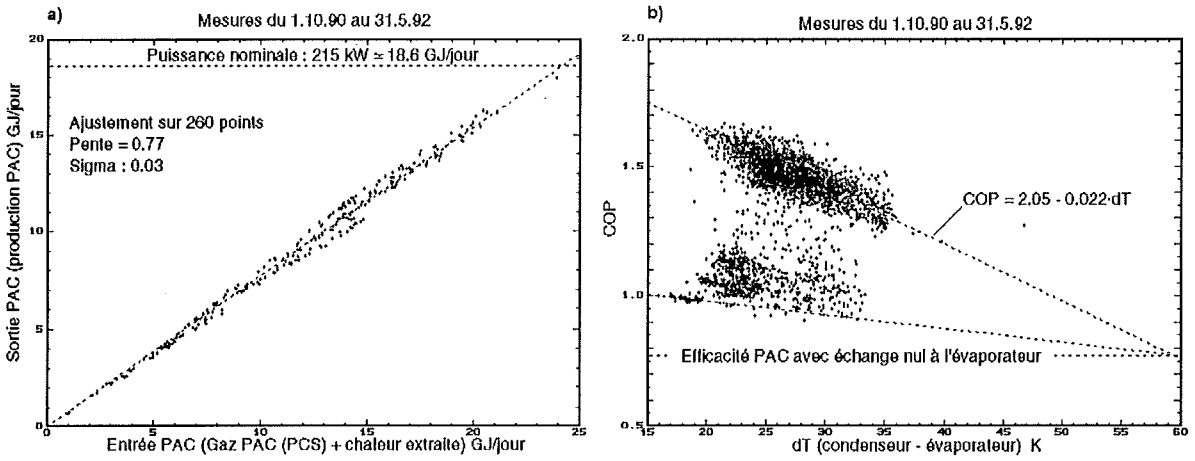
a)
Mesures du 1.10.90 au 31.5.92
Puissance nominale : 215 kW = 18.6 GJ/jour
Ajustement sur 260 points
Pente = 0.77
Sigma : 0.03
Sortie PAC (production PAC) GJ/jour
Entrée PAC (Gaz PAC (PCS) + chaleur extraite) GJ/jour
b)
Mesures du 1.10.90 au 31.5.92
COP = 2.05 - 0.022·dT
Efficacité PAC avec échange nul à l'évaporateur
COP
dT (condenseur - évaporateur) K

Figure 4.1.- Pertes de transformation (a) et COP de la PAC (b) relativement au PCS

Un bilan mensuel des performances de la PAC est établi sur les deux hivers étudiés. Le coefficient de performance annuel de la PAC (en fonctionnement réel), se chiffre à 1.55 l'hiver 90-91 et 1.45 l'hiver 91-92. La contribution du condenseur est incluse dans le COP. Elle est modeste puisque la part récupérée reste inférieure à 4% du gaz consommé par la PAC (PCI). Les gaz d'échappement condensent déjà dans la PAC quand elle fonctionne en première allure.

Le COP réel est plus bas que celui que l'on peut attendre de cette machine. Il peut être recalculé en supposant un fonctionnement sans défaillance de la PAC, sur la base des températures moyennes des énergies thermiques qui transitent à l'évaporateur et au condenseur (de la PAC). On obtiendrait un COP de 1.60 l'hiver 90-91 et de 1.64 l'hiver 91-92.

Les températures moyennes des énergies qui transitent du stockage au réseau de distribution basse température (BT) sont examinées. Elles révèlent un fonctionnement du système qui pénalise également le COP de la PAC. Pour la saison de chauffage 90-91, le stockage livre son énergie à une moyenne de 16.4°C, et la fournit à l'évaporateur qui la soutire à 14.8°C; (la température d'entrée de l'évaporateur est limitée à 17°C pour des raisons techniques relatives à la PAC). La PAC délivre sa production d'énergie sur la boucle de production BT à une température moyenne de 39°C. Cette énergie est distribuée sur le réseau BT à une valeur moyenne de 33°C. Ces chutes de température, défavorables, sont inhérentes au système. Toutefois, la chute de température observée sur le réseau BT (bien qu'il n'y ait pas d'échangeur) est amplifiée par le fait que sont débit est deux fois plus petit que le débit nominal. De ce fait il reste inférieur au débit de la boucle de production BT.

5.- CHAUDIÈRES À GAZ ET BILAN DE DISTRIBUTION DE CHALEUR

Deux chaudières à gaz de 230 kW chacune, à deux allures, assurent la demande de chaleur du réseau de distribution haute température (HT). Un condenseur de 23 kW, branché sur la boucle de production basse température (BT), équipe la chaudière la plus utilisée. La chaudière à bois n'est pas en service. Les chaudières à gaz peuvent relayer la PAC quand elle tombe en panne.

Les chaudières à gaz et leur régulation sont décrites en détail. Leur performances sont mesurées les deux hivers étudiés (90-91 et 91-92) [7]. La condensation des gaz d'échappement est bien étudiée et les performances du condenseur sont recalculées grâce au programme Chalcomb [13].

Les performances des chaudières sont caractérisées de manière simple par le rendement de combustion (évalué par la relation de Siegert) et les pertes de maintien. Le rendement de combustion dépend de la chaudière utilisée et de l'allure de marche. Les pertes de maintien comprennent les pertes de chaleur dans la chaufferie de la tuyauterie. Elles sont estimées sur le relevé de longueur de tuyau, épaisseur d'isolation, vannes, brides, etc., et les valeurs usuelles de déperdition de chaleur [14]. Conformément aux valeurs mesurées, la production annuelle des chaudières est recalculée à 1% près en adoptant des pertes de maintien de 0.4 GJ/jour (5 kW), un rendement de combustion de 95% et une efficacité du condenseur de 7% (relativement au PCI).

Les rendements mensuels des chaudières sont détaillés pour les deux hivers étudiés. Le taux de charge des chaudières est très faible. En fonctionnement normal (quand elles ne relayent pas la PAC), le gaz consommé par les chaudières, réparti sur la durée de marche, correspond à 20% de la puissance nominale d'une seule chaudière. Néanmoins elles fonctionnent avec un bon rendement annuel. Il s'élève à 0.86 en 90-91 et 0.88 en 91-92 (PCI). La contribution du condenseur le fait passer respectivement à 0.93 et 0.97. La figure 5.1 montre les différents flux énergétiques relatifs aux productions basse et haute température (hiver 90-91).

Un bilan de substitution de gaz par le système solaire actif est établi sur la base des performances réelles mesurées de la PAC et des chaudières. Le gaz économisé se monte à 470 GJ l'hiver 90-91 et à 330 GJ l'hiver 91-92, soit 800 GJ (200 MWh) ou l'équivalent de 22'000 m^3 de gaz. En divisant cette énergie par celle qui a été extraite du stockage et des capteurs, on obtient un facteur de 0.6. Ce rapport montre que la valeur de l'énergie extraite par la PAC est dévalorisée d'un facteur de presque 2.

Energies en GJ

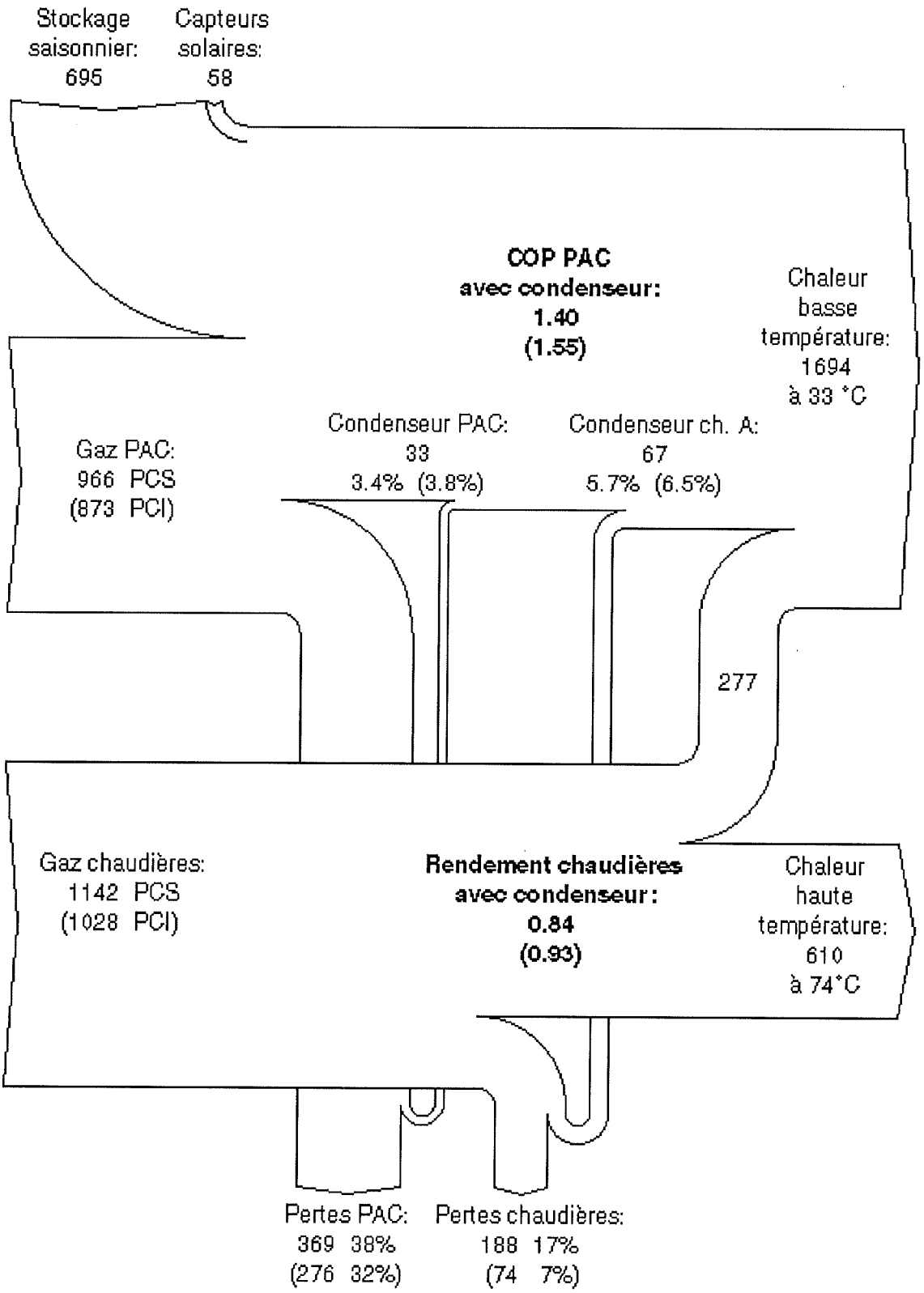
Stockage saisonnier: 695
Capteurs solaires: 58
COP PAC avec condenseur: 1.40 (1.55)
Chaleur basse température: 1694 à 33 °C
Gaz PAC: 966 PCS (873 PCI)
Condenseur PAC: 33 3.4% (3.8%)
Condenseur ch. A: 67 5.7% (6.5%)
277
Gaz chaudières: 1142 PCS (1028 PCI)
Rendement chaudières avec condenseur: 0.84 (0.93)
Chaleur haute température: 610 à 74°C
Pertes PAC: 369 38% (276 32%)
Pertes chaudières: 188 17% (74 7%)

Figure 5.1.- Flux énergétiques des productions basse et haute température, hiver 1990-1991

6.- LE STOCKAGE SAISONNIER

Le stockage utilise environ 20'000 m^3 de moraine sous le bâtiment. L'échangeur souterrain est formé de 258 forages de 15 m de profondeur et espacés de 2.3 m. Le fluide caloporteur circule en circuit fermé dans les tubes placés en "double U" dans chaque forage.

La géométrie du stockage est largement décrite [6,7]. Afin de suivre dans le détail le comportement du stockage, une cinquantaine de mesures de température du terrain, relevées hebdomadairement, complètent les mesures de flux énergétiques relatives à l'injection et l'extraction de chaleur. Le stockage est analysé sur les quatre premières années de fonctionnement. Le suivi de l'évolution des températures du stockage est soigneusement effectué. Les gradients de température à l'intérieur (stratification radiale) et autour du stockage sont montrés. Un phénomène de brassage convectif est observé à deux reprises lors du 3e cycle, mais sans incidence sur les performances du stockage. La figure 6.1 montre l'évolution du profil de température mesuré à mi-rayon dans le stockage.

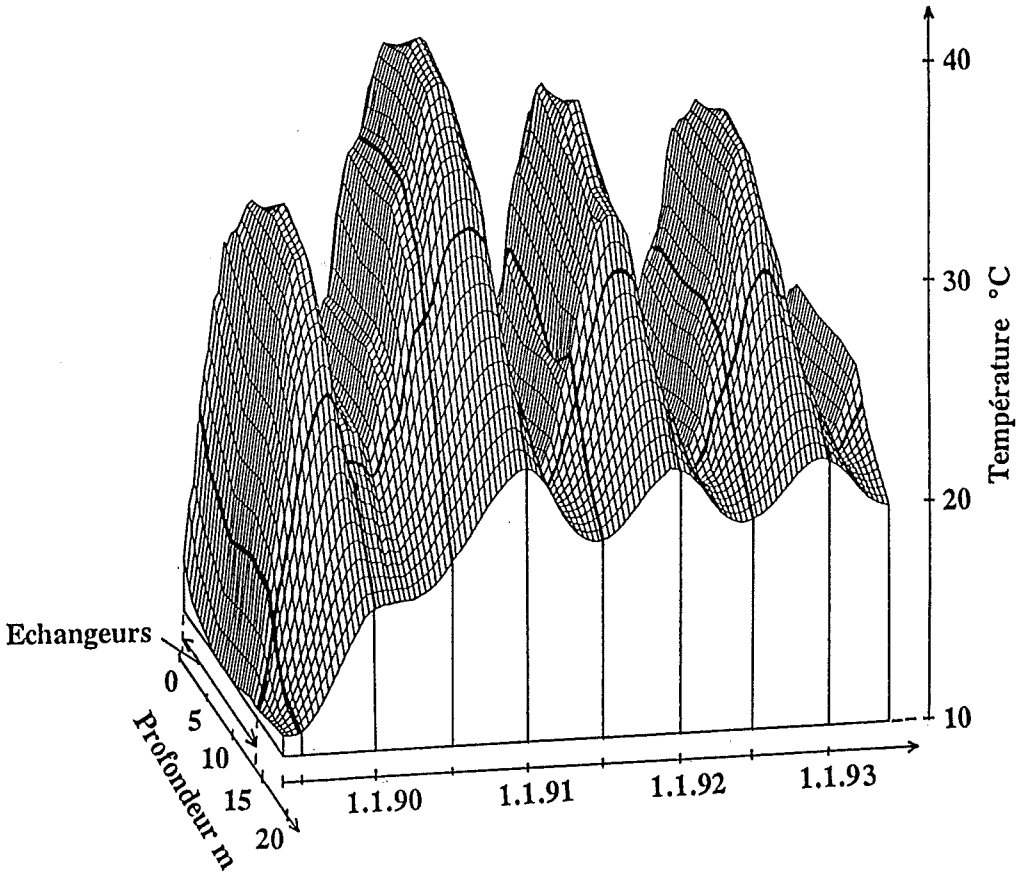

Figure 6.1.- Evolution d'un profil de température du terrain mesuré à mi-rayon dans le stockage

Les mesures de température du terrain permettent de calculer de manière satisfaisante la température moyenne du stockage. Elles permettent également de calculer ses pertes et de les faire correspondre avec le bilan énergétique du stockage sur toute la période de mesure, en les multipliant par un "facteur de forme" constant. Les

caractéristiques de chaque cycle du stockage sont détaillées. La mauvaise efficacité énergétique (43 - 47%) montre qu'il est mal exploité. Les pertes par le toit sont importantes en raison de la température moyenne annuelle élevée du stockage. Pendant la saison de chauffage, elles contribuent également au chauffage du bâtiment. Comptabilisées, elles feraient passer l'efficacité énergétique à environ 60%.

Les propriétés thermiques du terrain sont déterminées in situ. La capacité thermique volumique est estimée à 2.3 ± 0.1 (MJ/m^3K), sur la base de l'évaluation de la capacité thermique du stockage (50 GJ/K) et de son volume (21'800 m^3). Elle est à peu près 20% plus faible que celle qui est donnée pour la moraine [15]. La diffusivité thermique du terrain est déterminée selon deux méthodes. L'une fait appel au facteur d'amortissement et l'autre à l'équation de diffusion de la chaleur. Elle est évaluée à $(1.3 \pm 0.2) \cdot 10^{-6}$ (m^2/s) et se trouve 40 à 50% plus élevée que celle de la moraine [15]. La conductivité thermique du terrain est dérivée des deux grandeurs précédentes et se chiffre à 2.9 ± 0.3 (W/mK). Elle est 20% plus grande que celle de la moraine [15]. Pour la conductivité et la diffusivité, l'augmentation peut s'expliquer par un mode de transfert thermique qui s'additionne à la diffusion de chaleur (migration de vapeur d'eau, convection, etc.). En ce qui concerne la capacité, elle peut être plus faible en raison d'une teneur en eau plus basse, puisque le stockage n'est pas situé en zone saturée.

L'impact des connexions en surface de l'échangeur est étudié. L'analyse des mesures montre que 1 m de connexion peut être assimilé à 0.6 m de forage. La longueur d'échange totale des forages est donc augmentée d'environ 10%. Cet effet montre qu'il est important de bien isoler le toit du stockage. En réalité, l'augmentation de la longueur d'échange des forages est plus ou moins compensée par la mise hors service d'une série de forages (fuite du fluide caloporteur). Elle est estimée à 3'700 m (ou 255 forages). Il est donc utile de prévoir une longueur d'échange légèrement plus grande que prévue.

Les échanges entre le fluide caloporteur et le terrain sont étudiés de manière expérimentale. Les écarts de température entre le fluide caloporteur (dans l'échangeur souterrain et dans les capteurs) et le stockage sont examinés en détails. Les transferts thermiques sont analysés ensuite avec l'étude du facteur d'échange propre aux échangeurs de chaleur [16]. Les puissances injectées et soutirées sont traitées différemment. A l'injection, les puissances thermiques, souvent très intenses, sont suivies d'une période de repos nocturne. Le facteur d'échange, reporté en fonction de l'énergie injectée depuis le début du jour, décroît rapidement vers une valeur de 15 - 20 kW/K. En revanche, les puissances thermiques soutirées, beaucoup plus faibles, demeurent des jours ou des semaines entières. Un régime stationnaire, obtenu après quelques jours, permet l'évaluation de la capacité de transfert de chaleur de l'échangeur souterrain à 16 ± 1 kW/K. Elle correspond à une résistance thermique par mètre de forage de 0.23 ± 0.02 K/(W/m) (forage échangeur et terrain). Les puissances de transfert sont limitées par les différences de température importantes qui apparaissent entre le fluide caloporteur et le terrain. Inversement, la température du stockage est limitée en fonction des températures extrêmes que peut supporter l'échangeur souterrain. Par exemple, la PAC extrait 150 kW (ou 40 W/m de forage) du stockage à puissance nominale. Cette puissance entraîne une différence de température de 11 K entre l'eau à l'entrée du stockage et sa température moyenne.

La résistance thermique "forage plus terrain" de l'échangeur souterrain est calculée en suivant la démarche développée à l'université de Lund [17,18]. Les calculs sont menés de manière à mettre en évidence les paramètres influents. La résistance thermique totale calculée est compatible à la valeur mesurée. Celle d'un forage seul représente 30% de la valeur totale; en d'autres termes, 30% de l'écart de température entre le fluide caloporteur et le terrain a lieu dans le forage même.

La modélisation des transferts thermiques dans le stockage a été entreprise en élaborant le modèle du "Simple puits" [20], sur la base de la résolution analytique de l'équation de diffusion de la chaleur (en géométrie cylindrique). La prise en compte des pertes du stockage dans le terrain a conduit au modèle du "Double puits" [21,22,6]. Le modèle DST [23] est également utilisé. La concordance entre les mesures et les modèles est satisfaisante [24], ce qui permet de les valider mutuellement. Le modèle du "Simple puits" reste un outil de calcul intéressant pour calculer la "réponse" du terrain face à une sollicitation journalière (donnée par une évolution arbitraire de puissance injectée) et périodique. Le modèle du "Double puits" est laissé de côté au profit de DST.

Le programme DST et ses possibilités sont brièvement décrites [7]. Les paramètres nécessaires au programme sont ajustés en accord avec leur valeur estimées, à l'exception de l'isolation sur le toit du stockage. (Le coefficient de transmission thermique a dû être amplifié d'un facteur 3). Le comportement du stockage est correctement recalculé sur près de 3 ans et demi avec des paramètres constants (cf. figure 6.2 et 6.3).

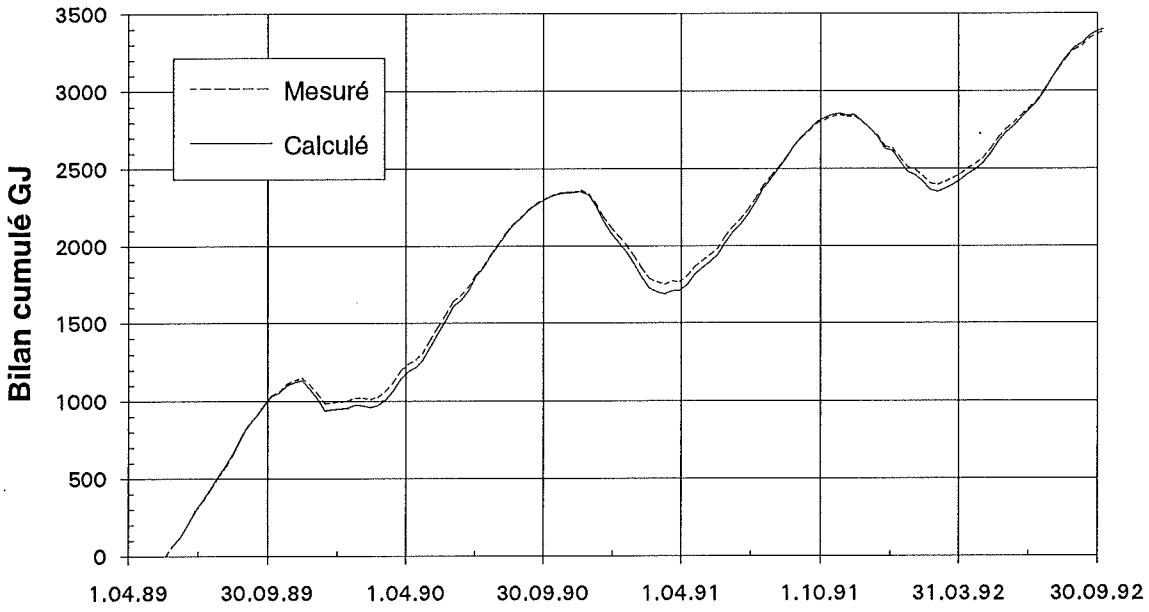

Figure 6.2.- Evolution du bilan cumulé de chaleur injectée (+) et soutirée(-), calculé (——) et mesuré (- - -)

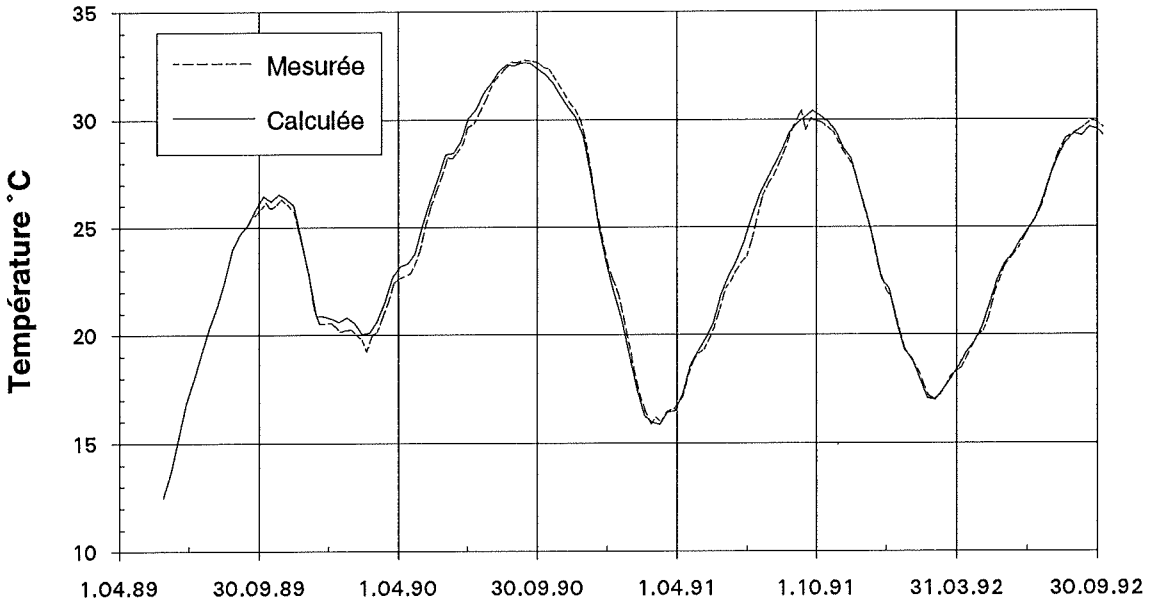

Figure 6.3.- Evolution de la température moyenne du stockage, calculée (——) et mesurée (- - -)

Finalement, des programmes simplifiés [25] permettent d'évaluer rapidement les performances d'un stockage (capacité de transfert de chaleur, efficacité énergétique, pertes, etc.). Ils sont testés sur le stockage Marcinhès (cf. annexe 1).

7.- LES FAÇADES EN DOUBLE-PEAU

Les 3'700 m^2 de façade double-peau sont répartis sur les 4 faces de l'édifice, dont l'axe principal est orienté sud-ouest. Les façades double-peau sont détaillées façade par façade, de leur structure à leur importance relative (surfaces). Le 80% de la façade double-peau, en modules de 1.5 m de largeur, peut être ventilé de bas en haut par circulation naturelle de l'air. Au cours de la période de mesure (1990-1992), les évents d'admission d'air n'étaient pas contrôlés (les modules étaient soit ouverts, soit fermés) et les protections solaires, devant prendre place dans la double-peau, n'étaient pas installées.

Les performances énergétiques de la double-peau sont évaluées en la modélisant comme une serre non chauffée. Les pertes spécifiques à travers la double-peau sont estimées sur la base des propriétés thermiques de leur composants et de la ventilation entre les deux peaux [26]. Les gains solaires passifs sont la somme des gains solaires directs, définis comme la fraction du rayonnement solaire qui traverse directement la double-peau, et les gains solaires indirects, définis comme la fraction d'énergie transmise dans le bâtiment suite à l'échauffement de la double-peau. Cette dernière est donc caractérisée par deux paramètres: un coefficient de pertes spécifiques global (entre l'intérieur du bâtiment et l'extérieur) et une surface équivalente pour chaque orientation. Elles sont calculées en s'inspirant de la méthode proposée par la nouvelle Norme Européenne [27] et sont validées par l'établissement d'un diagramme H-M [30]. Les performances de la double-peau sont étudiées en fonction de sa ventilation ou de la vitesse de l'air qui la traverse. Une grande sensibilité des pertes spécifiques totales et de la surface équivalente des gains indirects est mise en évidence. Les performances énergétiques de la double-peau sont très vite diminuées avec l'augmentation de sa ventilation. Une vitesse moyenne de l'air de 0.6 m/s dans un module ouvert augmente ses pertes spécifiques de 80% (ou, rapportées par la surface du module, augmentent de 1.4 à 2.5 W/m^2K) et diminue les gains indirects de 80%.

La vitesse de l'air dans la double-peau est mesurée sur une courte période (elle varie de 0.1 à 1.4 m/s), puis elle est modélisée par effet cheminée [28]. Cet effet est induit par les pertes du bâtiment et par les gains solaires, qui contribuent tous les deux à chauffer l'air dans la double-peau. Il s'ajoute encore l'effet du vent qui augmente en moyenne la vitesse de l'air. Cet effet, de l'ordre de 10% sur les vitesses moyennes mensuelles, n'est pas très important puisque le bâtiment n'est pas situé dans une région très ventée.

Recalculée en moyennes mensuelles (pendant la saison de chauffage), la vitesse de l'air est proche de 0.6 m/s, avec une dispersion des valeurs mensuelles inférieure à 0.05 m/s. L'effet principal reste l'écart de température intérieur-extérieur. En été, malgré les plus forts ensoleillements, la vitesse moyenne de l'air est plus faible (environ 0.5 m/s). Elle peut être encore diminuée si la température moyenne du bâtiment est abaissée par climatisation.

Le problème des surchauffes estivales est abordé. Les températures dans un module fermé, mesurées, sont examinées. Elles peuvent monter à 55°C, et entraînent une température de surface intérieure inconfortable même en coupant les gains directs (~35°C). La figure 7.1 montre l'évolution des températures à environ mi-hauteur d'un module double-peau fermé.

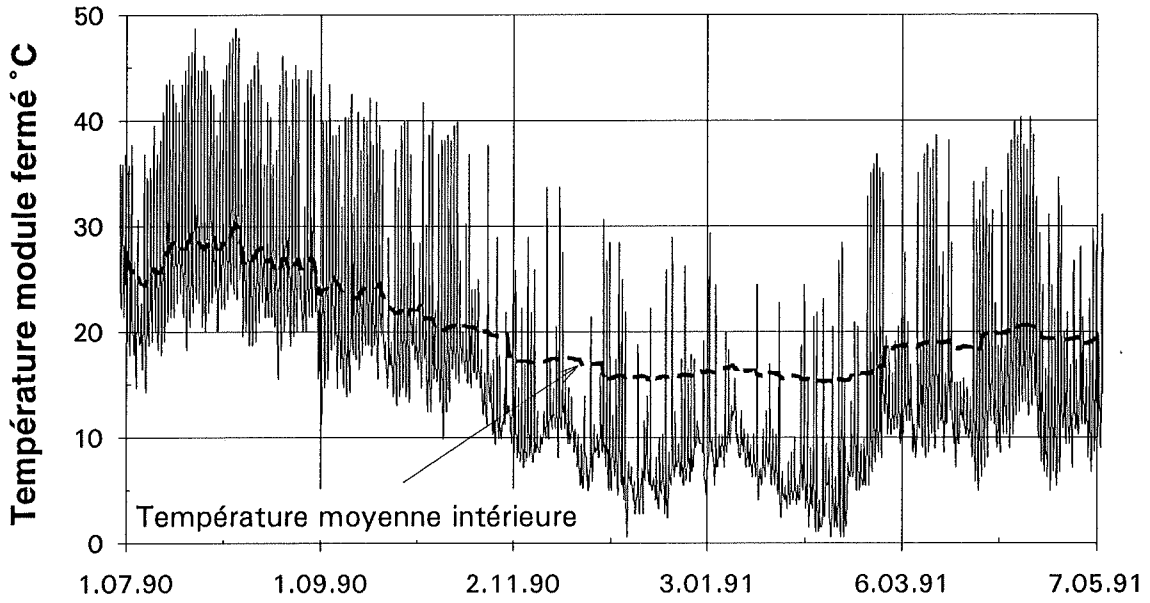

Figure 7.1.- Evolution de la température de l'air à environ mi-hauteur (8 mètres) dans un module double-peau fermé de la façade sud-ouest. La température intérieure du bâtiment, également reportée, est donnée en moyennes journalières

Des essais avec des rideaux réfléchissants sont expérimentés. Trois situations sont étudiées par différentes mesures. Une analyse simplifiée à 1 noeud, effectuée en utilisant les mesures en moyennes journalières, permet de recalculer la température intérieure en valeurs horaires pour chaque situation et de les comparer. Une baisse moyenne de la température intérieure de 2°C est obtenue avec utilisation de rideaux. Mais elle s'avère insuffisante pour abaisser des températures intérieures qui peuvent monter jusqu'à 34°C.

Cette analyse, très grossière, ne permet pas de différencier les deux situations avec rideaux (placés à l'intérieur, dans la pièce, et placés dans la double-peau, contre la peau intérieure). Toutefois, il apparaît essentiel que la ventilation de la double-peau s'effectue entre la protection solaire et la peau intérieure. Cette situation (qui n'a malheureusement pas pu être étudiée) permet de court-circuiter la partie qui absorbe près de 50% du rayonnement solaire incident.

La mise en oeuvre d'une façade en double-peau doit avant tout passer par la maîtrise de ses surchauffes estivales, et nécessite une étude poussée pour résoudre à la fois les problèmes thermiques et techniques.

8.- CARACTÉRISATION DE LA DEMANDE DE CHAUFFAGE DU BÂTIMENT

L'impact de la double-peau sur le bâtiment est évalué avec l'utilisation de la nouvelle Norme Européenne [27]. En s'inspirant de la procédure proposée dans la norme, l'établissement des pertes spécifiques et des surfaces équivalentes solaires est effectué sur la base de l'inventaire détaillé des composants de l'enveloppe [26], et de leurs propriétés thermiques [29]. La demande d'énergie de chauffage est calculée en moyennes mensuelles, (calcul simplifié, effets dynamiques pris en compte avec un facteur d'utilisation), et la comparaison avec la demande mesurée permet d'ajuster les calculs. Simultanément, les pertes spécifiques totales et les gains solaires passifs sont validés par un diagramme H-M.

Les températures intérieures du bâtiment varient beaucoup d'un endroit à l'autre, suivant que l'on se trouve dans une zone occupée et chauffée ou un espace inoccupé et non chauffé; (le bâtiment est à moitié occupé). Pendant la saison de chauffage, elles sont mesurées entre 10°C et 23°C. Mais sur les deux hivers étudiés, les températures des espaces non chauffés n'ont été mesurées que lors du deuxième hiver. La Norme Européenne, brièvement décrite, est utilisée avec l'approche multi-zone. La démarche suivie permet de recalculer les températures des espaces non chauffés le premier hiver, et de mieux déterminer la température moyenne intérieure du bâtiment.

L'application de la Norme Européenne avec l'approche de la zone unique permet de caractériser le bâtiment par deux paramètres: un coefficient de pertes spécifiques total H (kW/K) et une surface effective de captage A_{eff} (m^2), définie en divisant les gains solaires passifs par l'ensoleillement vertical sud-est. La concordance entre les calculs et les mesures impose un taux de renouvellement d'air très bas de 0.2 h^{-1}; (il est expliqué par les grandes hauteurs sous-plafond (3.5 - 4 m) et les espaces inoccupés non ventilés). Compatibles à un diagramme H-M effectué pour chacun des hivers étudiés, les pertes spécifiques totales du bâtiment sont évaluées à 18.1 kW/K en 90-91 et à 19.3 kW/K en 91-92. Quant à la surface effective de captage, elle passe de 740 m^2 en 90-91 à 650 m^2 en 91-92. Ces différences s'expliquent par la proportion de modules double-peau ouverts, qui a été augmentée d'un hiver à l'autre. L'impact sur la demande de chauffage du bâtiment et ses caractéristiques thermiques est montré avec la figure 8.1.

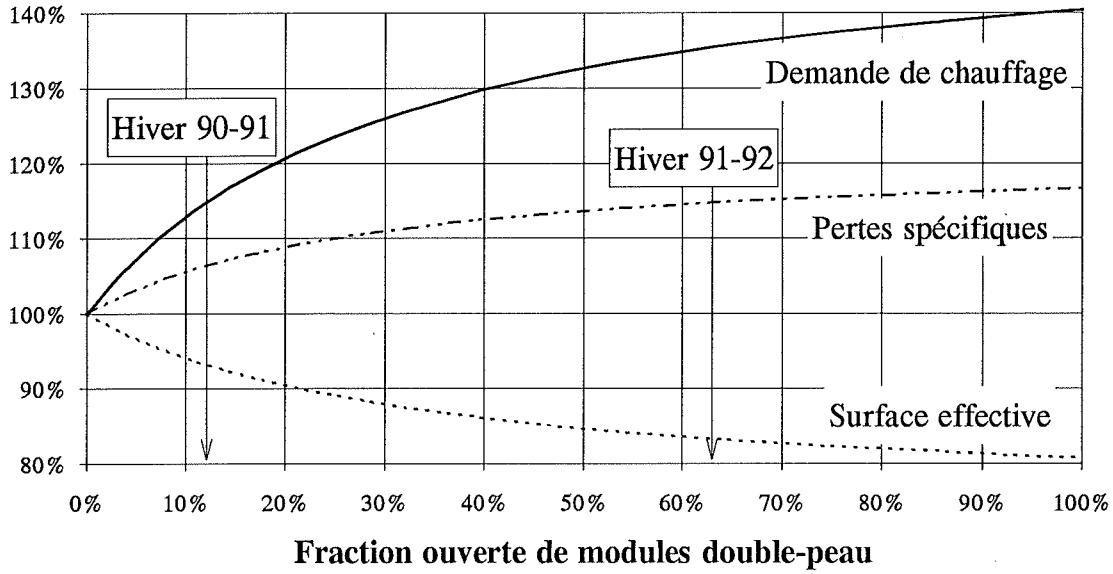

Figure 8.1.- Impact du pourcentage de modules double-peau ouverts sur les pertes spécifiques, la surface effective de captage et la demande annuelle de chauffage du bâtiment

Les caractéristiques thermiques du bâtiment l'hiver 90-91 sont supposées représentatives de son fonctionnement normal.

9.- LE BÂTIMENT EN FONCTIONNEMENT REEL

Les parts d'énergie qui contribuent au chauffage du bâtiment sont détaillées sur les deux hivers étudiés [7]. Le bilan énergétique global est effectué. La demande d'énergie de chauffage est mesurée à 126 MJ/m^{2}an l'hiver 90-91 et à 138 MJ/m^{2}an l'hiver suivant. Les flux énergétiques dans le bâtiment sont tous quantifiés sur les deux années successives. La figure 9.1 les montre pour l'année qui s'étend du 1.7.90 au 1.7.91.

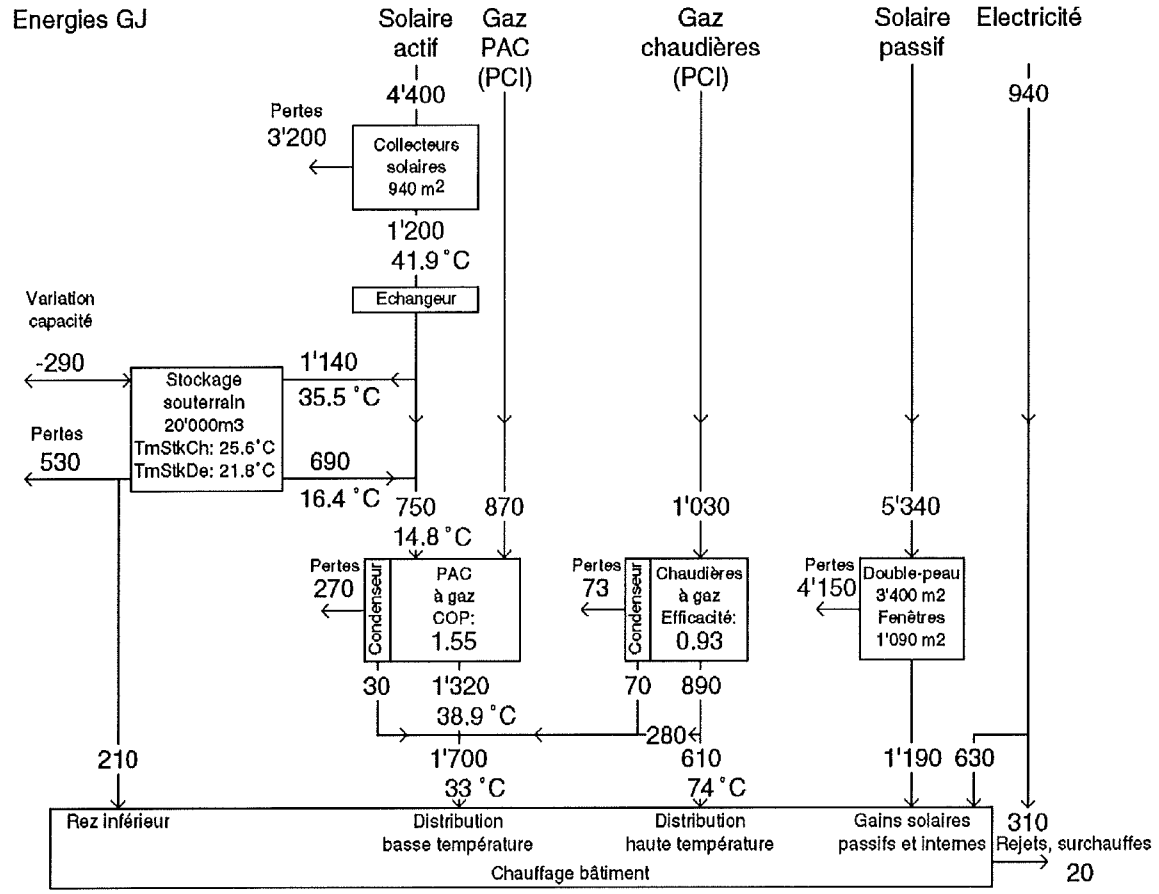

Figure 9.1.- Flux énergétiques dans le bâtiment, mesurés du 1.7.90 au 1.7.91

Les températures moyennes qui accompagnent certains flux énergétiques montrent comment l'énergie thermique est dégradée après chaque transfert (suite à un échangeur de chaleur, un mélange, etc.). L'insertion de la pompe à chaleur dans la chaîne de production basse température (BT) se paie par des chutes de température à l'évaporateur et au condenseur. (Au condenseur, la chute de température est amplifiée par un débit insuffisant dans le réseau BT).

Le système solaire actif est évalué globalement, des capteurs solaires à la production de la PAC. Les performances globales ne sont pas satisfaisantes. Indépendamment du fait que la PAC est souvent tombée en panne, elle a fonctionné avec un COP plus bas que prévu. Il en résulte une mauvaise exploitation du stockage saisonnier, qui se traduit par une

basse efficacité énergétique (environ 45%). Un rendement global de captage-stockage est établi à 17%.

Le couple capteurs-stockage est analysé comme la source froide de la pompe à chaleur. Un bilan de substitution de gaz par la PAC montre que chaque kWh soutiré du stockage ou des capteurs permet de réaliser une économie de 0.6 kWh de gaz. Ce faible rapport dévalorise la valeur de l'énergie extraite à la source froide.

Les façades double-peau sont globalement évaluées. La recommandation SIA 180/1 [31] permet de mettre en évidence la faiblesse des façades double-peau des orientations nord-ouest et nord-est dans l'enveloppe du bâtiment. D'autre part, ces façades apportent des gains solaires principalement en été, et contribuent aux surchauffes estivales. Toujours en cours d'achèvement, l'état de la double-peau a permis de montrer les effets désastreux occasionnés par le non contrôle de ce type de façade. Il montre aussi qu'il y a un vide total entre la conception et la réalisation. Ce type de façade engendre une complexité difficile à maîtriser, aussi bien sur le plan thermique (surchauffes estivales) que technique (réalisation et contrôle).

10.- LE BÂTIMENT EN FONCTIONNEMENT NORMAL

La demande de chauffage du bâtiment est recalculée sur la base de ses caractéristiques thermiques (celles de l'hiver 90-91), d'une température intérieure de 18°C et des variables météos cataloguées en valeurs mensuelles pour Genève [7]. L'application de la Norme Européenne permet de l'établir à 150 MJ/m^{2}an. La méthode de calcul proposée par la recommandation SIA 380/1 [32], utilisée en imposant un taux de renouvellement d'air de 0.2 h^{-1}, permet de la calculer à 160 MJ/m^{2}an (sur la base des degré-jours 18/10). Ces valeurs se situent sous la valeur cible donnée par la recommandation SIA 380/1 pour les ateliers (200 MJ/m^{2}an). Elles sont possibles grâce à des pertes par le sol négligeables (compensées par les pertes du stockage), et surtout à un taux de renouvellement d'air extrêmement bas (0.2 h^{-1}). Les énergies à l'entrée de la chaufferie (gaz (PCI) et chaleur en provenance du stockage et des capteurs), correspondent à 170 - 180 MJ/m^{2}an, que l'on peut comparer aux 220 MJ/m^{2}an prévus par la conception énergétique du bâtiment [1].

Les performances du système solaire actif sont recalculées sur la base de la demande de chauffage établie ci-dessus (150 MJ/m^{2}an) et d'une marche sans panne et satisfaisante de la pompe à chaleur à gaz (cf. annexe 2). On suppose qu'elle fonctionne avec un COP saisonnier raisonnable de 1.6. Elle produit environ 75% de la demande de chauffage, soit 560 MWh/an et extrait 320 MWh/an du stockage et 30 MWh/an des capteurs. La consommation électrique des pompes, des capteurs solaires à la boucle de production basse température, est estimée à 25 MWh/an. Prise en compte, elle fait passer le COP annuel de la PAC de 1.6 à 1.5.

Le stockage fonctionne à basse température entre 9 et 29°C avec une efficacité énergétique de 80%. Il peut difficilement être mieux exploité, puisque le fluide caloporteur (dans l'échangeur souterrain) côtoie les températures limites admissibles aussi bien en charge (50°C) qu'en décharge (1°C). La production annuelle des capteurs correspond à 420 - 430 MWh/an. Le rendement annuel du champ, fixé à 50% (réaliste), porte la surface des capteurs solaires à environ 650 m^2. La figure 10.1 schématise le système solaire actif et permet d'établir un rendement de captage-stockage de 27%.

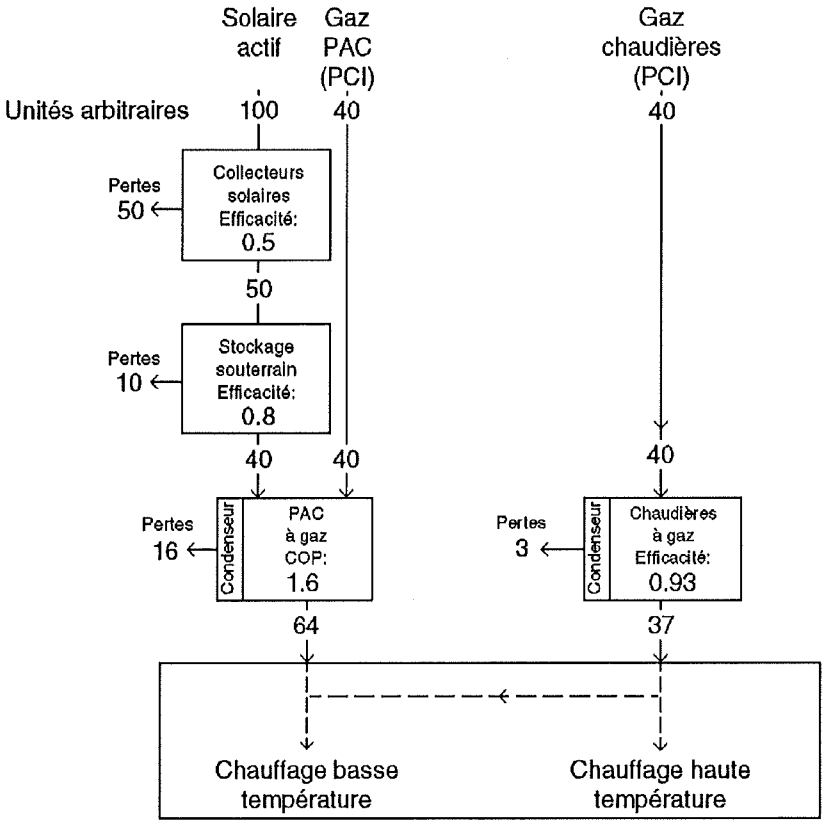

Figure 10.1.- Production de chaleur par le système solaire actif et comparaison avec la production des chaudières à gaz

De la même manière que pour le système en fonctionnement réel, un bilan de substitution de gaz par l'utilisation de la PAC est effectué. Il permet de montrer que 1 kWh extrait du stockage ou des capteurs ne permet d'économiser que 0.7 kWh de gaz. Déjà mentionné ([7] et annexe 2), ce problème est lié à l'utilisation d'une pompe à chaleur, qui a pour effet de dévaloriser la valeur de l'énergie extraite à la source froide (le couple capteur-stockage).

11.- QUELQUES SCENARIOS POSSIBLES

Trois scénarios sont envisagés:

- bâtiment sans capteurs et stockage, mais toujours avec la pompe à chaleur à gaz;
- bâtiment avec stockage saisonnier et capteurs, mais en utilisation directe, sans pompe à chaleur;
- bâtiment sans double-peau, mais avec des bons vitrages disponibles sur le marché.

Le Nant d'Avril, cours d'eau coulant en galerie à 700 m du bâtiment, représente une véritable source froide pour la pompe à chaleur. Malgré le peu d'information à disposition, le cours d'eau semble présenter des températures en moyennes mensuelles (annexe 3) comparables à celles de l'eau dans l'échangeur souterrain, exploité en fonctionnement normal (annexe 2). La pompe à chaleur fonctionnerait avec un COP annuel comparable. Dans la mesure où les dispositions légales et le captage de l'eau du Nant d'Avril sont possibles et réalisables, les capteurs solaires et le stockage saisonnier deviennent superflus. Dès lors, les pertes par le sol du bâtiment ne sont plus compensées par les pertes du stockage. Cet effet n'est pas significatif. Il induit une augmentation de la demande de chauffage du bâtiment d'environ 20 MJ/m^2an.

Le système solaire actif est analysé sans le maillon faible de la pompe à chaleur. L'état du stockage actuel ne permet pas de l'exploiter à moyenne ou haute température, les pertes deviennent dominantes dès que sa température augmente (annexe 1). Avec les 1000 m^2 de capteurs sur le toit du bâtiment, son efficacité annuelle, en utilisation directe, reste inférieure à 10%. Trois améliorations successives (annexe 4) montrent qu'il est primordial de minimiser au mieux les pertes du stockage et de lui soutirer l'énergie à la température la plus basse possible. Ces trois améliorations, sans toucher à la taille du stockage, porte l'efficacité énergétique à 46%, comparable à celle du stockage en fonctionnement réel.

Même si le stockage et les capteurs ne couvrent que 40% de la demande de chauffage du réseau BT (bâtiment avec double-peau) elles montrent qu'il est possible d'utiliser le stockage sans l'utilisation de pompe à chaleur. Relativement aux propriétés thermiques du terrain (estimées in situ), les pertes d'un stockage deviennent très sensibles à sa taille pour des volumes inférieurs à 20'000 m^3.

La double-peau et les fenêtres en double-vitrages ordinaires sont remplacées par des vitrages performants. Différentes variantes sont analysées avec des double-vitrages sélectifs et des vitrages "HIT" (Geilinger). L'application de la Norme Européenne permet d'évaluer dans chaque cas les caractéristiques thermiques du bâtiment ainsi que la demande de chauffage mensuelle et annuelle. Tout en conservant un taux de renouvellement d'air très bas, l'utilisation de double-vitrages sélectifs permet de baisser la demande de chauffage sous la barre des 100 MJ/m^2an; (avec la double-peau, elle est établie à 150 MJ/m^2an). L'utilisation de vitrage "HIT" la réduit d'un facteur 2; (moins de 80 MJ/m^2an). (Le taux de renouvellement d'air de 0.2 h^{-1} peut être justifié avec une ventilation contrôlée équipée d'une récupération de chaleur). Dans tous les cas, les alternatives proposées à la double-peau améliorent sensiblement le bilan énergétique du bâtiment.

12.- CONCLUSION

Les capteurs solaires, mesurés sur plus de trois ans, présentent des caractéristiques stables (rendement annuel: 40-50%). Ils ont fonctionné presque sans panne, mais ont nécessité un suivi attentif (problèmes d'encrassements et de surchauffes). La mesure de leurs performances a permis de confirmer la validité du modèle et programme G3 appliqué à des capteurs plans.

Le stockage souterrain a fonctionné sans faille à l'exception de problèmes mineurs (endommagement de 3 tubes de l'échangeur souterrain). Ses caractéristiques sont stables au cours des quatre années de mesures et son comportement est correctement modélisé par le programme DST. Les puissances transférées par l'échangeur souterrain sont limitées par les écarts de température importants qu'elles créent entre le fluide caloporteur et le terrain; (environ 10 K pour 40 W/m de forage). La conductivité et la diffusivité thermique du terrain, mesurées in situ, apparaissent 20 à 40% plus grandes que prévues, et augmentent les pertes du stockage de 20% (efficacité énergétique d'environ 50% après le premier cycle).

La pompe à chaleur à gaz a très mal fonctionné: elle est souvent tombée en panne et son COP n'a pas toujours été acceptable (COP de 1.1 à 1.8 (PCI)). Elle présente des pertes de transformation importantes (20% du PCI du gaz consommé, additionné de l'énergie extraite de la source froide). On peut les comparer aux pertes annuelles des chaudières, largement inférieures à 10%. Avec une efficacité annuelle de 93% en 90-91 et 97% en 91-92 (PCI), les chaudières à gaz et le condenseur des fumées donnent entière satisfaction.

L'inachèvement de la double-peau a permis de montrer les problèmes et la complexité qu'une telle façade implique. Sa propre ventilation, naturelle, doit être soigneusement contrôlée puisque l'impact sur la demande de chauffage annuelle est considérable (+40% entre la situation sans ventilation et ventilation maximum par l'ouverture de tous les modules double-peau). Le problème des surchauffes estivales est bien réel et remet en question l'usage de ce type de façade.

Le bâtiment, inachevé et partiellement occupé, ne rend pas facile l'analyse globale et le bilan énergétique (hétérogénéité des températures intérieures). Il est néanmoins caractérisé par deux paramètres fondamentaux: un coefficient de pertes spécifiques total de 18.1 kW/K et une surface effective de captage de 740 m^2 relativement à l'ensoleillement vertical sud-est. La demande d'énergie de chauffage (126 MJ/m^2an en 90-91 et 138 MJ/m^2an en 91-92) apparaît beaucoup plus faible que prévu en raison d'un taux de renouvellement d'air très bas (0.2 h^{-1}) et de la température moyenne intérieure basse (17.8°C en 90-91 et 16.8°C en 91-92). Corrigée de l'effet du climat et de la température intérieure (fixée constante à 18°C), la demande de chaleur est recalculée à 150 MJ/m^2an avec la Norme Européenne (toujours avec un taux de renouvellement d'air de 0.2 h^{-1}). Si la demande de chaleur est basse, ce n'est pas en raison de la double-peau. (Le bâtiment bénéficie également d'un bon facteur de forme). Substituée par des fenêtres en double-vitrages sélectifs, (contrecoeur isolé à l'extérieur avec 10 cm d'isolation), la demande de chaleur passe sous la barre des 100 MJ/m^2an. Même avec un taux de renouvellement d'air de 0.6 h^{-1}, elle resterait inférieure à 200 MJ/m^2an. Contrairement au bâtiment avec double-

peau, elle satisferait toujours à la valeur cible donnée par la recommandation 380/1 pour des ateliers. Les fenêtres en double-vitrages sélectifs, beaucoup plus simple à mettre en oeuvre, sont donc une meilleure solution. On s'épargne la complexité et les problèmes engendrés par une façade en double-peau.

La basse valeur de la demande de chauffage, combinée avec les pannes de la PAC, ont conduit à une utilisation décevante de l'énergie solaire issue des capteurs. Recalculé en supposant un fonctionnement normal et sans panne, on peut attendre un rendement annuel de 50% des capteurs et une efficacité énergétique de 80% du stockage. Mais l'énergie produite par le couple "capteurs-stockage" est dévalorisée par l'utilisation de la pompe à chaleur. Le rendement "solaire" global chute de 40 à 27%. D'autre part, le COP annuel attendu de la PAC, estimé à 1.6, baisse à 1.5 si l'énergie électrique consommée par les pompes (des capteurs à la boucle de production basse température) est prise en compte.

Le couple "capteurs-stockage" est en réalité une source froide artificielle. Elle est concurrencée par une véritable source froide, le Nant d'Avril, un cours d'eau coulant à 700 m du bâtiment. Une étude comparative montre que les deux sources froides pourraient être de qualité comparable, et conduiraient à un COP annuel de la PAC analogue. En d'autres termes, le Nant d'Avril pourrait substituer les capteurs solaires et le stockage. Mais l'utilisation même de la pompe à chaleur peut être remise en question, compte tenu de sa mauvaise fiabilité et des problèmes associés.

En supposant que le stockage puisse fonctionner à moyenne température, le système solaire actif ne pourrait pas fonctionner sans PAC dans sa forme actuelle, même avec les 1000 m^2 de capteurs solaires. Pourtant cette voie est prometteuse: sans toucher à la taille du stockage, il pourrait fonctionner sans pompe à chaleur avec la même efficacité énergétique que le stockage actuel (45%), simplement par quelques optimisations. La valorisation du stockage, utilisé sans pompe à chaleur, passe par trois points essentiels: abaisser au maximum la température d'utilisation (chauffage basse température), minimiser les pertes du stockage (taille, forme, isolation supérieure) et améliorer l'échange thermique entre le fluide caloporteur et le terrain (plus de 30% de la chute de température a lieu dans un forage échangeur). D'autre part, il semble utile de raccorder les capteurs solaires au stockage par le biais d'un stockage tampon (à eau), pour limiter les puissances de pointe à transférer dans le stockage (diffusif) et les chutes de température correspondantes.

Annexe 1.- Programmes de calculs simplifiés

Le programme DST [23], bien qu'il décrive un stockage de type diffusif de manière relativement simplifiée (symétrie cylindrique, résistance thermique de l'échangeur constante, etc.), permet un calcul détaillé de son exploitation (typiquement sur une base horaire). L'optimisation n'est pas aisée à partir de cette version de base. On peut signaler l'existence de deux autres versions de DST, qui ont été développées pour être insérées dans des programmes de calculs plus lourds, destinés à évaluer et optimiser les performances d'un système énergétique complet. (Il s'agit des programmes TRNSYS et MINSUM).

Dans le but d'évaluer rapidement les performances que l'on peut attendre d'un stockage, trois outils de calculs simplifiés sont brièvement présentés et appliqués au stockage Marcinhès. Ces outils de calculs font également partie de l'ensemble de programmes [25] développés par le "Lund Group for Thermal Analysis of Ground Heat Systems".

A1.1.- Le programme GHE

Ce programme permet de calculer la capacité de transfert de chaleur de l'échangeur souterrain en régime stationnaire (en kW/K). Cette grandeur caractérise les puissances que l'on peut transférer au stockage. Elle tient compte aussi bien des performances des échangeurs verticaux que de l'effet du terrain touché par chaque échangeur. Différents types d'échangeurs sont traités, y compris la configuration des tubes en "double U" utilisée à Marcinhès.

Les paramètres utilisés par le programme dans le cas de l'échangeur en "double U" sont énumérés dans la table A1.1. Les valeurs nominales et ajustées sont données, ce qui permet de juger l'impact sur la capacité de transfert de chaleur de l'échangeur souterrain. Les valeurs ajustées ont été déterminées dans le rapport final [7] et permettent de recalculer l'évolution du stockage sur près de trois ans et demi à l'aide du programme DST.

INPUT	Valeurs nominales	Valeurs ajustées
Volume stockage (m^3)	20'000	21'800
Conductivité thermique du terrain (W/mK)	2.4	2.8
Type d'échangeur souterrain	Forage "Double U"	Forage "Double U"
Arrangement des échangeurs	Quadratique	Quadratique
Longueur d'échange des échangeurs (m)	14.5	14.5
Espacement des échangeurs (m)	2.31	2.45
Résistance thermique fluide-matériau de remplissage* (K/(W/m))	0.09	0.09
Rayon du forage (m)	0.057	0.057
Rayon du tube en U (m)	0.016	0.016
Espacement des tubes formant le U (m)	0.066	0.066
Capacité thermique volumique du terrain (J/m^3K)	$2.8\ 10^6$	$2.2\ 10^6$
Conductivité thermique matériau remplissage (W/mK)	1.5	1.5
Capacité thermique volumique du matériau de remplissage (J/m^3K)	$2.1\ 10^6$	$2.1\ 10^6$
OUTPUT		
Résistance thermique "échangeur + terrain" (K/W/m)	0.22	0.20
Capacité de transfert de chaleur volumique (W/m^3K)	0.85	0.83
Capacité de transfert de chaleur de l'échangeur souterrain (kW/K)	17.0	18.0

*Cette résistance thermique est calculée selon la démarche qui a été exposée dans la section 8.7.1 du rapport final [7]. Un deuxième écran de saisie de données permet d'entrer les paramètres correspondants (dimensions, propriétés thermiques, débit, etc.).

Table A1.1.- Paramètres d'entrée du programme GHE et résultats obtenus

La capacité de transfert de chaleur de l'échangeur souterrain est sensiblement la même dans les deux cas et peut être comparée à la valeur mesurée de 16 ± 1 kW/K [7]. Cette valeur a été mesurée en période de soutirage et s'avère environ 10% plus faible, notamment par le fait que les transferts thermiques sont légèrement moins bons au soutirage.

Ce programme permet d'obtenir très rapidement la résistance thermique "forage plus terrain" de l'échangeur souterrain, ainsi que sa capacité de transfert de chaleur totale ou volumique correspondante. Mais le concept de résistance thermique effective d'un échangeur vertical [17], n'est pas pris en compte par le programme. Ce concept permet d'évaluer la dégradation de l'échange thermique créé par l'échange d'énergie (défavorable) entre le fluide montant et le fluide descendant dans un échangeur. Cet effet peut devenir

important avec un faible débit du fluide caloporteur ou un forage profond. Un échangeur en "double U" du stockage Marcinhès aurait une résistance thermique augmentée de 40% si sa longueur atteignait 100 mètres [7]. Mais cet effet resterait inférieur à 15% sur la résistance "forage plus terrain".

A1.2.- Le programme QPERGHS

Le programme calcule le comportement d'un stockage de type diffusif dont la température du fluide caloporteur (qui traverse l'échangeur souterrain) varie de manière sinusoïdale autour d'une valeur constante au cours de l'année. (Les performances du stockage sont calculées en exploitation purement saisonnière, avec une période d'injection et de soutirage bien distincte). Le stockage est supposé de forme cylindrique dont l'axe de symétrie est vertical. La partie supérieure du stockage est en contact avec la surface du terrain. Elle est recouverte d'une couche d'isolation définie par l'utilisateur. Parmi les résultats fournis par le programme, on trouve la température moyenne annuelle du stockage et l'amplitude qui caractérise sa variation annuelle. Le programme calcule également les pertes annuelles en régime stationnaire, l'énergie injectée et soutirée ainsi que l'efficacité énergétique du stockage.

Parmi les paramètres d'entrée au programme figure la capacité de transfert de chaleur volumique. Cette dernière peut être calculée avec le programme GHE. Les paramètres nominaux et ajustés (du stockage Marcinhès) sont énumérés dans la table A1.2. La température du fluide caloporteur ainsi que sa variation annuelle sont ajustées de manière à faire correspondre l'énergie extraite à la valeur attendue (conception) ou mesurée (4^e cycle).

INPUT	Valeurs nominales	Valeurs ajustées
Volume stockage (m^3)	20'000	21'800
Profondeur du stockage (m)	14.5	14.5
Conductivité thermique du terrain (W/mK)	2.4	2.8
Capacité thermique volumique du terrain (J/m^3K)	$2.8\ 10^6$	$2.2\ 10^6$
Isolation - profondeur sur le côté vertical (m)	2	2
- conductivité thermique (W/mK)	0.04	0.04
- épaisseur (m)	0.1	0.1
Capacité de transfert de chaleur volumique (W/m^3K)	0.85	0.83
Température de l'air - moyenne* (°C)	11	11
- amplitude (K)	10	10
- déphasage (jour)	0	0
Temp. du fluide caloporteur - moyenne (°C)	19	25
- amplitude (K)	18	9
- déphasage (jour)	-15	-15
OUTPUT		
Energie injectée (MWh/an)	500	300
Energie soutirée (MWh/an)	420	130
Pertes (MWh/an)	80	170
Efficacité énergétique	84%	43%
Puissance injectée - moyenne (kW)	10	19
- amplitude (K)	165	75
- déphasage (jour)	33	37
Température du stockage - moyenne (°C)	18	24
- amplitude (K)	13	7
- déphasage (jour)	-48	-42

*la température moyenne de l'air est prise égale à la température initiale du terrain.

Table A1.2.- Paramètres d'entrée du programme QPERGHS et résultats obtenus

Les valeurs nominales et les valeurs ajustées donnent des résultats complètement différents, simplement par le fait que le stockage n'est pas exploité de la même manière. Les valeurs nominales sont optimistes, en faisant travailler le stockage entre 5 et 31°C, tandis que les valeurs ajustées, qui correspondent à l'exploitation réelle du stockage lors du 4e cycle, le fait travailler entre 17 et 31°C.

On peut remarquer que l'épaisseur attribuée à l'isolation ne correspond pas à la valeur réelle, mais tient compte également des différentes couches de matériaux placées sur le toit du stockage, dont une épaisseur de terrain correspondant à 1 longueur de pénétration d'une onde de chaleur annuelle. La valeur ajustée est par hasard la même que la valeur nominale, puisque deux effets se compensent dans cette situation: l'épaisseur doit être diminuée pour tenir compte d'un facteur de perte plus grand, mais également augmentée pour tenir compte du fait que la température en surface est plus élevée que la température initiale du terrain, prise par le programme pour le calcul des pertes.

On montre facilement que pour une température de surface supérieure à la température initiale du terrain, l'épaisseur équivalente de l'isolation doit être corrigée par la relation suivante:

$$e' = e \cdot \left(\frac{T_{mStk} - T_{terre}}{T_{mStk} - T_{int}} \right) \qquad \text{(A1.1)}$$

e: épaisseur d'isolation équivalente (m)
e': épaisseur d'isolation équivalente corrigée (m)
T_{mStk}: température moyenne annuelle du stockage (°C)
T_{terre}: température initiale du terrain (°C)
T_{int}: température moyenne annuelle de l'air sur le toit du stockage (°C)

Outre ces remarques techniques, on s'aperçoit que les performances d'un stockage sont essentiellement gouvernées par sa température moyenne annuelle, qui détermine ses pertes, et son amplitude de travail, qui détermine son taux d'utilisation. Mais on verra dans l'annexe 2 que les températures du stockage sont bornées pour respecter les températures extrêmes tolérées dans l'échangeur souterrain, induites par les puissances maximum soutirées ou injectées.

A1.3.- Le programme QGHS

Ce programme calcule les pertes annuelles transitoires, année après année, et stationnaires, d'un stockage défini de la même manière que pour le programme QPERGHS. La température du stockage est constante sur ses bords, et la température initiale du terrain est égale à celle de l'air en surface, prise constante au cours de l'année.

Ce programme permet d'optimiser la forme d'un stockage, en choisissant la profondeur qui minimise ses pertes, pour un volume et une isolation supérieure donnés. Les propriétés thermiques du terrain n'influencent pas la forme optimale du stockage. En revanche, elles influencent ses pertes. Pour un stockage comme celui de Marcinhès à 20°C, les propriétés thermiques du terrain mesurées in situ [7], relativement aux valeurs données pour la moraine [15], font augmenter ses pertes d'environ 20%.

On peut évaluer la profondeur idéale du stockage Marcinhès caractérisé par les paramètres ajustés (et une température moyenne annuelle de 20 °C). En utilisant les artifices mentionnés dans la section A1.2, on tient compte d'une température de l'air différente de la température initiale du terrain. Les pertes du stockage sont calculées pour différentes profondeurs, tout en maintenant son volume constant (figure A1.1).

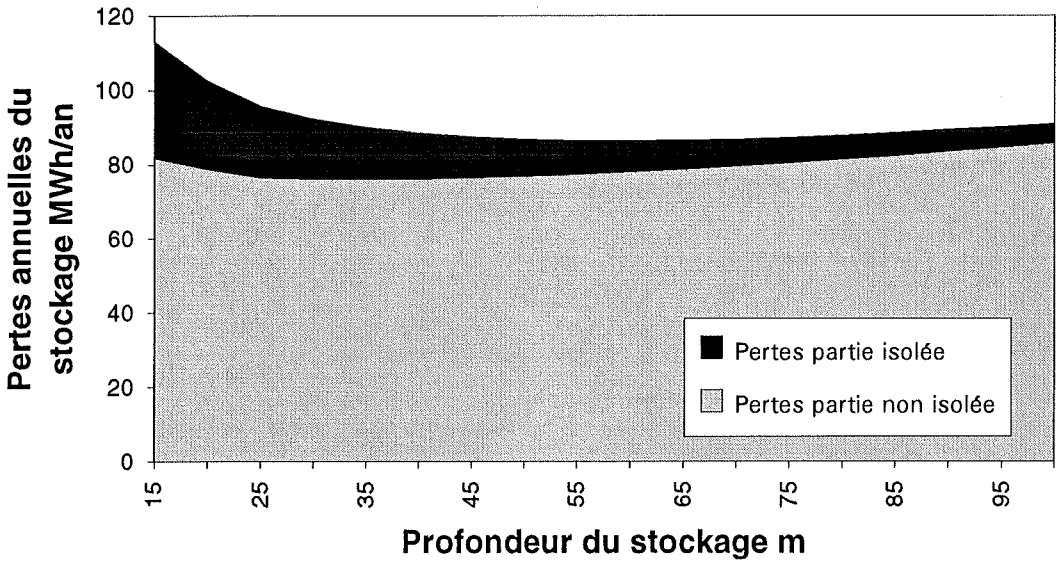

Figure A1.1.- Pertes annuelles du stockage (en régime stationnaire) calculées en fonction de sa profondeur (volume constant et température moyenne annuelle de 20°C)

Le stockage, creusé à 60 m, aurait des pertes réduites de 25%. Mais il s'agit de nuancer ce résultat; à cette profondeur, le stockage ne serait plus en zone non saturée. D'autre part, si les pertes stationnaires sont les plus faibles pour ce stockage, le régime transitoire est plus important. On peut recalculer la profondeur optimale pour minimiser les pertes sur les 10 premières années de fonctionnement. Cette fois, elle vaudrait 35 mètres et les pertes, cumulées sur les 10 ans, seraient réduites de 15% relativement au stockage actuel.

On peut également calculer les pertes du stockage (défini par les paramètres ajustés) en fonction de sa température moyenne annuelle (cf. figure A1.2).

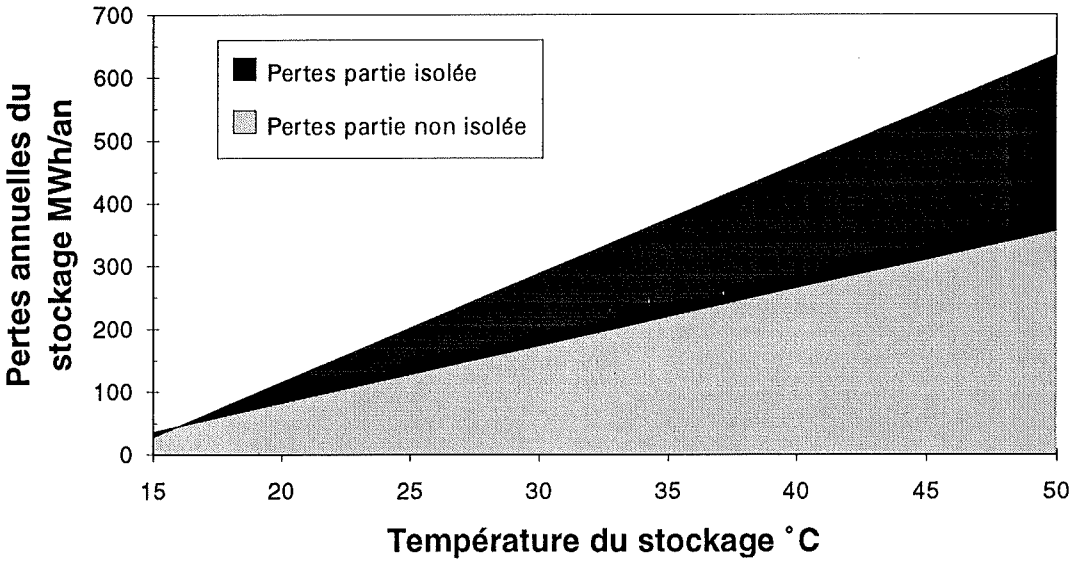

Figure A1.2.- Pertes annuelles du stockage (en régime stationnaire) calculées en fonction de sa température moyenne annuelle (les paramètres du stockage sont maintenus à leur valeur ajustée)

Pour des températures de stockage élevées, les pertes par le toit (partie isolée) deviennent aussi importantes que les pertes dans le terrain (partie non isolée). Pour un stockage fonctionnant à 50°C, on peut de nouveau chercher à minimiser ses pertes. Avec une épaisseur d'isolation de 10 cm au lieu de 5 cm, les pertes stationnaires seraient minimisées et réduites de 40% avec une profondeur de 60 m. Pour minimiser les pertes transitoires sur les 10 premières années de fonctionnement, une profondeur de 35 m permettrait de les réduire de 30%.

Pour terminer, un programme appelé SMARTSTORE sera disponible dès l'été 1994. Il utilise les routines de calcul des trois programmes mentionnés ci-dessus. Il permet d'établir le stockage le plus avantageux en minimisant à la fois les coûts de construction et le coût de l'énergie perdue au cours de sa durée de vie. Il sera accompagné d'un guide de l'utilisateur largement détaillé intitulé "The SmartStore Model Users Manual" [33].

Annexe 2.- Le système solaire actif en fonctionnement normal

L'objectif est d'évaluer les performances globales que l'on peut attendre du "système solaire actif", dont le fonctionnement est conditionné par la bonne marche de la pompe à chaleur à gaz.

A2.1.- Approche simplifiée

Tous les éléments faisant partie du système solaire actif (capteurs, stockage, PAC à gaz, etc.) ont été analysés en détail dans le rapport final [7]. La démarche suivie ici consiste à remonter la chaîne de production d'énergie, à partir de la demande d'énergie de chauffage du bâtiment. Chaque élément est traité séparément, sur la base de ses caractéristiques mesurées en fonctionnement normal. Les étapes successives de la démarche sont énumérées dans l'ordre de procédure.

1: demande d'énergie de chauffage

Elle est évaluée en considérant une température intérieure moyenne constante de 18°C. L'application de la Norme Européenne, sur la base des caractéristiques thermiques du bâtiment et des variables météorologiques tabulées pour Genève, permet de calculer la demande d'énergie de chauffage à 150 MJ/m^{2}an ou 760 MWh/an [7].

2: parts des énergies distribuées sur le réseau BT (basse température) et HT (haute température)

Sur une saison de chauffage, le rapport des chaleurs distribuées sur le réseau BT et HT est d'environ 3. Cette valeur est conforme aux valeurs de conception [1].

3: production de chaleur de la PAC

Les trois quarts de la demande d'énergie de chauffage sont distribués sur le réseau BT, soit 110 MJ/m^{2}an ou 580 MWh/an. La production de chaleur de la PAC est connue en déduisant la contribution du condenseur de la chaudière A, qui fournit l'énergie récupérée sur le réseau BT. Cette contribution est connue en calculant le gaz consommé par les chaudières et en connaissant l'efficacité annuelle du condenseur. (Les chaudières sont caractérisées par un rendement de combustion de 95% et des pertes de maintien de 0.4 GJ/jour. La durée de la saison de chauffage est évaluée à 170 jours pour Genève, sur la base de la valeur-limite de chauffage de 10°C. L'efficacité moyenne du condenseur relativement au gaz consommé (PCI) par les deux chaudières est évaluée à 7% [7]. La

correction reste inférieure à 20 MWh/an. Elle n'est pas significative sur la production de la PAC, qui est évaluée à 110 MJ/m^{2}an ou 560 MWh/an.

4: COP saisonnier de la PAC à gaz et énergie soutirée à l'évaporateur

Les performances de la PAC sont entièrement déterminées par ses pertes de transformation et son coefficient de performance. (Les pertes de maintien sont négligeables). Les deux relations suivantes, établies sur les périodes de fonctionnement normal de la PAC [7], permettent de modéliser son comportement:

$$0.8 \cdot (\mathrm{FGPAC} + \mathrm{QPAC}) = \mathrm{QBTTOT} \qquad \text{(A2.1)}$$

$$\mathrm{COP} = \frac{\mathrm{QBTTOT}}{\mathrm{FGPAC}} = 2.27 - 0.028 \cdot \Delta T \qquad \text{(A2.2)}$$

FGAC: énergie du gaz consommé par la PAC, selon PCI (GJ/an)
QPAC: énergie soutirée à l'évaporateur de la PAC (GJ/an)
QBTTOT: énergie produite par la PAC, y compris le récupérateur des gaz d'échappement (GJ/an)
COP: coefficient de performance (-)
ΔT: écart de température moyen (pondéré dans le temps avec le flux de gaz consommé) entre les températures moyennes du fluide caloporteur du condenseur et de l'évaporateur de la PAC (K).

Le COP a été linéarisé en fonction de ΔT, bien qu'en principe il est exprimé en fonction de la température de l'évaporateur pour différentes températures du condenseur données. Mais le COP, linéarisé, permet son calcul pour n'importe quelle période donnée, pour autant que l'écart de température ΔT soit établi comme prescrit dans la relation A2.2.

La température de l'évaporateur a varié entre 10 et 20°C, et celle du condenseur entre 30 et 50°C. On peut douter de la validité de la relation A2.2 pour des températures à l'évaporateur inférieures à 10°C. Mais à défaut d'information plus précise, cette relation sera supposée vérifiée. Pour une température moyenne annuelle de 35°C au condenseur, le COP vaudrait 1.7 pour une température moyenne annuelle de 15°C à l'évaporateur, 1.6 pour 10°C et 1.4 pour 5°C. On suppose que le stockage travaille correctement à basse température et fournit l'énergie déstockée à une température moyenne annuelle de 10°C, et conduit à un COP saisonnier de 1.6. L'énergie soutirée à l'évaporateur se chiffre à 70 MJ/m^{2}an ou 350 MWh/an (avec les relations A2.1 et A2.2).

5: énergie à extraire et températures minimum de travail du stockage

Sur la totalité de l'énergie extraite par l'évaporateur de la PAC, environ 10% provient directement des capteurs. L'énergie à soutirer du stockage équivaut à 60 MJ/m^{2}an ou 320 MWh/an.

La température minimum du fluide caloporteur dans l'échangeur souterrain est fixée à 0°C (pour éviter le gel et des COP trop bas). A bas régime, la PAC extrait 70 kW du stockage ou 20 W/m de forage. La résistance thermique "forage plus terrain" a été mesurée à 0.23 K/(W/m) [7] et crée, en régime stationnaire, une chute de température de 4.6 K entre le fluide caloporteur et le stockage. (Cette résistance thermique peut être calculée avec le programme GHE, et donne un résultat environ 10% plus faible (cf. annexe 1.1)). Les 70 kW, combinés avec un débit de 25 m^3/h dans l'échangeur souterrain, créent une différence de température moyenne de 2.4 K. En première approximation, la température de l'eau à l'entrée de l'échangeur souterrain est 1.2 K plus basse que la température moyenne de l'eau dans l'échangeur souterrain. Finalement, pour garantir une température de l'eau supérieure à 0°C, la température moyenne du stockage ne peut pas descendre en dessous de 6°C.

Il s'agit d'une limite physique. La conception du système peut créer une limite encore plus élevée, par une régulation qui ne tient pas compte du temps d'ouverture d'une vanne, ce qui crée un régime transitoire qui peut abaisser la température de l'eau à des valeurs inacceptables (risque de gel et arrêt d'urgence de la PAC). Pour la suite, on suppose que la régulation est idéale.

6: énergie à fournir au stockage et surface de capteurs

Il s'agit d'extraire 320 MWh du stockage sans que sa température passe sous les 6°C. L'utilisation du programme QPERGHS permet de définir les conditions de travail et le comportement du stockage (table A2.1).

	Moyenne	Minimum	Maximum
Température du stockage	18 °C	6 °C	30 °C
	Injectée	Soutirée	Perdue
Energie	390 MWh/an	320 MWh/an	70 MWh/an
Efficacité énergétique	82%		

Table A2.1.- Conditions de travail et performances du stockage en fonctionnement normal

Comme 30 MWh/an de la production des capteurs transitent directement dans la PAC, ces derniers doivent produire 420 MWh/an. En supposant un rendement annuel de 50%, la surface requise équivaut à 650 m^2 de collecteur. Cette surface est légèrement supérieure à la surface non couverte actuelle (635 m^2).

Avec une telle surface de capteurs, le stockage peut difficilement dépasser les 30°C sans créer des problèmes de surchauffe dans la boucle des capteurs [7] (en raison de la limite supérieure à 50°C de l'eau dans l'échangeur souterrain). En conséquence, la taille et la configuration du stockage font que l'on ne peut pas lui extraire plus de 320 MWh par an. En d'autres termes, le stockage ne peut pas fournir assez d'énergie à la PAC si la demande de chauffage est plus importante, si la température intérieure du bâtiment est supérieure à 18°C, ou si la PAC fonctionne avec un COP annuel supérieur à 1.6. L'amplitude de travail du stockage, qui détermine sa capacité et son exploitation, est conditionnée par les puissances injectées et soutirées.

A2.2.- Calcul détaillé du fonctionnement du stockage

Une année standard est établie à partir des mesures. Elles sont choisies du 1.6.90 au 1.6.91. Parmi les mesures sélectionnées se trouvent les énergies produites par les capteurs ainsi que la demande de chaleur du réseau basse température en valeurs horaires. La production annuelle des capteurs peut être amplifiée par un facteur multiplicatif, de même que la demande de chaleur annuelle. Les périodes de panne de la PAC sont reconstruites avec des valeurs adéquates. Pour simplifier le fonctionnement de la PAC, on lui attribue un COP constant de 1.6. Sur la base de cette année standard, des conditions de charge et décharge horaires du stockage sont calculées de manière à satisfaire la demande de chauffage voulue (par le biais de la PAC) et la production des capteurs choisies. Répétées dix fois, le comportement du stockage est ensuite calculé avec DST sur les 10 premières années de fonctionnement. (Le modèle DST a été calé sur plus de trois ans de mesures du stockage [7]). Les énergies injectées ou soutirées sont prescrites au stockage, avec toutefois une restriction sur la température de l'eau à l'entrée du stockage, qui ne peut pas descendre en dessous de 1°C.

Les calculs sont effectués en amplifiant la demande de chaleur de 20% et en augmentant la production des capteurs de 30% (relativement aux mesures du 1.6.90 au 1.6.91). Les caractéristiques du 10^e cycle sont résumées dans la table A2.2.

Energies	Production capteurs	Injecté au stockage	Soutiré du stockage	Efficacité énergétique
	435 MWh	406 MWh	324 MWh	0.80
Pertes	Haut	Latérales	Fond	Totales
	23 MWh 28%	42 MWh 51%	17 MWh 21%	82 MWh 100%
Température fluide caloporteur	Moyenne en charge	Moyenne en décharge	Maximum	Minimum
	32.9 °C	11.6 °C	51 °C	1 °C
Température moyenne du stockage	Annuelle	Minimum	Maximum	Nombre de cycle équivalent
	19 °C	9.3 °C	28.6 °C	1.2

Table A2.2.- Caractéristiques du 10e cycle de fonctionnement du stockage, calculées avec DST pour une utilisation normale

L'utilisation du programme DST, pour autant que l'on puisse disposer de conditions de charge et de décharge suffisamment détaillées, permet de confirmer les performances du stockage établies avec des programmes simplifiés (GHE et QPERGHS). On dispose maintenant d'une information plus complète notamment sur les températures moyennes et extrêmes du fluide caloporteur dans l'échangeur souterrain.

L'énergie annuelle consommée par les pompes, des capteurs solaires à la boucle de production basse température, est estimée à 25 MWh/an (sur la base de la puissance électrique de chaque pompe et de leur temps de marche). Elle correspond à 4% de la production annuelle de la PAC. Cette énergie électrique, prise en compte dans le COP annuel, le fait passer de 1.6 à 1.5; (cette valeur correspond au coefficient de travail annuel de la PAC [34]).

La chaleur soutirée du stockage représente le 99% de la chaleur prescrite à soutirer. La puissance thermique à extraire a du être limitée quelque fois pour ne pas risquer le gel dans l'échangeur souterrain. Le stockage peut difficilement être mieux exploité, puisque le fluide caloporteur côtoie les températures limites admissibles aussi bien en charge qu'en décharge. Pourtant la température moyenne du stockage ne varie qu'entre 9 et 29 °C, signifiant que le stockage ne travaille pas uniquement en mode saisonnier (en raison de la mi-saison). Le nombre de cycle équivalent (NCE) est donc supérieur à 1 et vaut 1.2 pour le 10e cycle.

L'énergie extraite par la PAC en provenance des capteurs, 29 MWh/an, représente près de 10% de l'énergie soutirée au stockage. Cette valeur est conforme au rapport observé en fonctionnement réel de la PAC. L'efficacité de 50% des capteurs est réaliste, compte tenu d'une température moyenne à l'injection relativement élevée dans l'échangeur souterrain (33 °C), comparable à celle qui a été mesurée la première année de fonctionnement des capteurs (35 °C) (dont l'efficacité moyenne annuelle a été de 47%).

L'évolution de la température moyenne du stockage est tracée les 5 premières années de fonctionnement (cf. figure A2.1). Les énergies soutirées annuellement ainsi que les efficacités énergétiques correspondantes sont également indiquées.

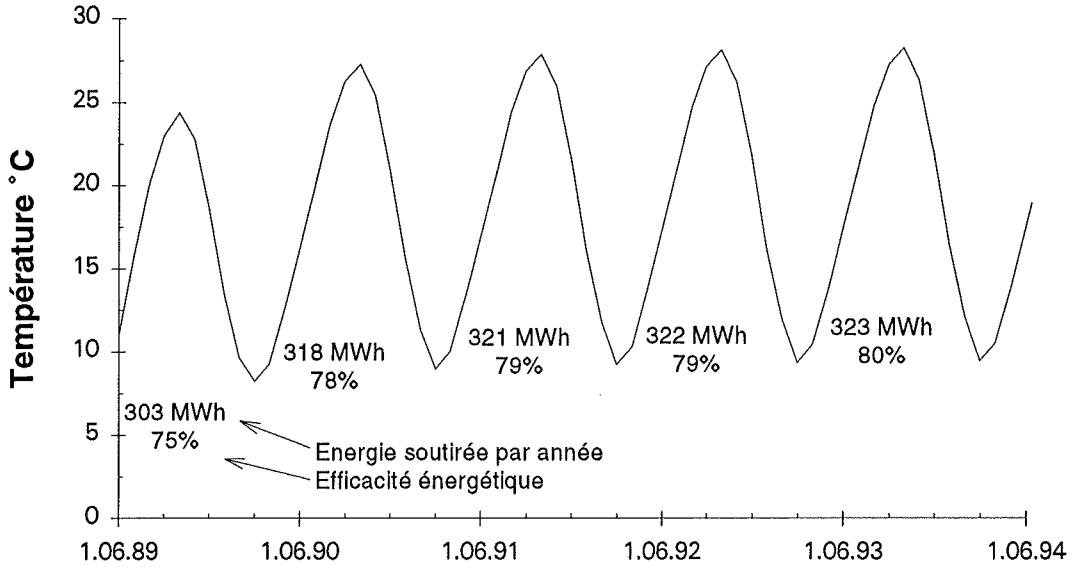

Figure A2.1.- Evolution de la température moyenne du stockage au cours des 5 premières années, en supposant un fonctionnement normal, calculé avec DST

Les énergies mensuelles injectées et soutirées, lors de la 10^{e} année de fonctionnement, sont reportées sur le graphe de la figure A2.2. Les températures moyennes correspondantes dans l'échangeur souterrain sont également reportées. On observe une baisse de niveau de température importante entre les énergies injectées et soutirées.

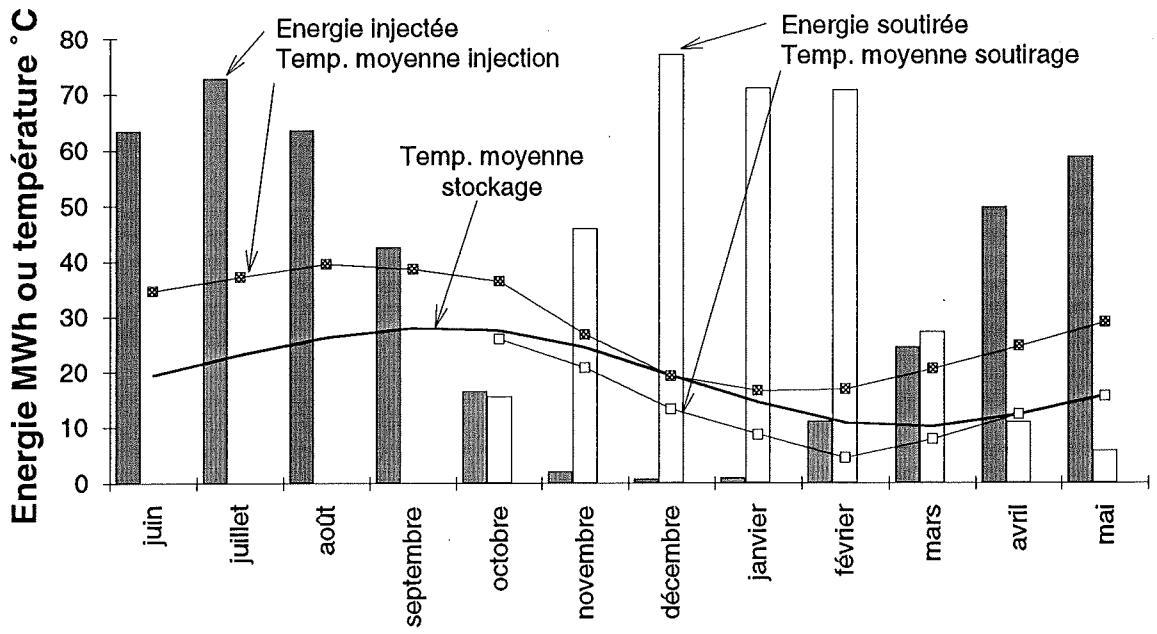

Figure A2.2.- Energies mensuelles injectées et soutirées, ainsi que les températures moyennes (pondérées par les flux énergétiques) correspondantes de l'eau dans l'échangeur souterrain (pour la 10e année de fonctionnement). La température moyenne du stockage est également reportée

L'énergie fournie à la PAC le mois d'octobre et de novembre est de "trop bonne qualité", puisque l'eau à l'évaporateur est limitée à 17°C (pour des raisons techniques propres à la PAC). Le mois le plus critique est le mois de février, avec la température à l'évaporateur la plus basse (4.5 °C).

A l'injection, la température moyenne du fluide caloporteur est élevée relativement à la température moyenne du stockage. Pour la même énergie mensuelle transférée, cet écart de température est 2 à 3 fois plus grand à l'injection qu'au soutirage. Il est caractéristique des puissances thermiques fournies par les capteurs, intenses mais de durée limitée sur une journée.

A2.3.- Evaluation du système solaire actif

Afin d'avoir une vue simple mais claire du système solaire actif, on reconstruit une chaîne énergétique équivalente en plaçant les capteurs solaires, le stockage et la PAC en série. L'efficacité du stockage doit tenir compte également de l'énergie qui transite directement des capteurs à la PAC. Mais la correction est négligeable puisqu'elle fait passer l'efficacité du stockage de 0.80 à 0.81 (se référer aux valeurs de la table A2.2). On obtient le diagramme de la figure A2.3. La production conventionnelle de chaleur avec les chaudières à gaz est également montrée (pour comparaison), avec le rendement annuel mesuré l'hiver 90-91; (supposé représentatif d'un fonctionnement normal des chaudières).

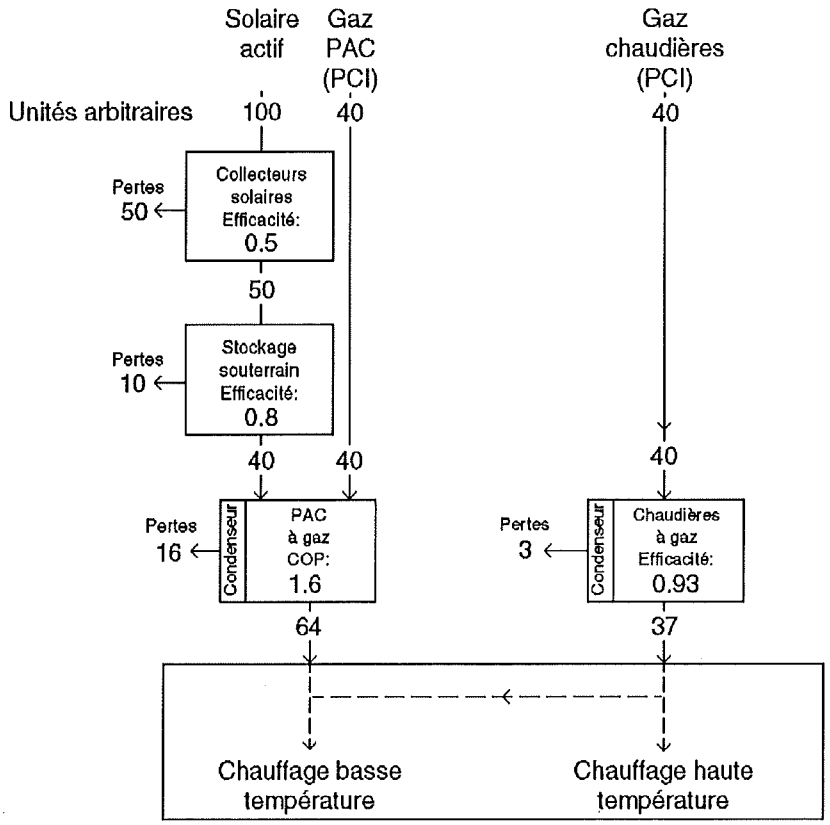

Figure A2.3.- Production de chaleur par le système solaire actif (recalculée pour un fonctionnement normal) et comparaison avec la production des chaudières à gaz

Quarante unités de gaz consommées par les chaudières créent 37 unités de chaleur, ou 64 par la PAC. La différence, 27, donne tout de suite ce que l'on a gagné avec l'utilisation de la PAC, et correspond à la part d'énergie produite par les capteurs. On peut dire que le système solaire actif fonctionne au mieux avec un rendement global de 27%. On peut le comparer au fonctionnement réel du système, qui correspond à un rendement global de 17% [7].

Le système solaire actif est regardé sous un angle différent en établissant à nouveau un bilan de substitutions du gaz. On calcule le gaz consommé si la production du système solaire actif est substituée par celle des chaudières à gaz (en utilisant les caractéristiques des chaudières données dans l'étape n° 3 de la section A2.1). Le gaz économisé est la différence de consommation entre les deux alternatives (sans et avec système solaire actif). L'énergie issue du stockage et des capteurs, divisée par l'énergie contenue dans le gaz économisé (PCI), livre un rapport de 0.7. (En fonctionnement réel, on avait obtenu 0.6 [7]). Comme mentionné dans le rapport final [7], c'est le problème lié à l'utilisation d'une pompe à chaleur. Le prix de l'énergie puisée dans une source froide est dévalorisé, et doit être inférieur, dans la situation de Marcinhès, de 30% à celui du gaz acheté sur le réseau de distribution. Ce prix doit couvrir la plus-value du système solaire actif entier relativement à des chaudières à gaz (surcoût d'achat, d'installation et de maintenance).

Le but n'est pas d'effectuer une analyse économique, mais de rappeler que le couple capteurs solaires et stockage ne représentent qu'une source froide de la pompe à chaleur. Il entre en concurrence avec tous les autres types de source froide possible, dont les plus prometteuses auraient dû faire l'objet d'une évaluation au moment de la conception énergétique du bâtiment.

Annexe 3.- Alternative à l'utilisation du stockage saisonnier comme source froide de la pompe à chaleur

A 700 m du bâtiment coule le Nant d'Avril, cours d'eau dont le lit a été recouvert par des dalles en béton. Il a l'avantage de couler en galerie, et de recevoir des eaux de refroidissement en provenance du CERN. Il constitue une véritable source froide, dont l'abondance ne nécessite pas de recharge estivale.

Les températures et débits des eaux de rejet sont mesurées et communiquées au service des contrôles de pollution du Département des Travaux Publics. Ce dernier m'a communiqué les mesures effectuées les années 1989 et 1990 [35]. Chaque année l'évolution de la température et du débit des eaux de rejets issues du CERN sont tracées. Les débits fluctuent beaucoup, mais restent importants, entre 20 et 800 (litre/s). Les températures des rejets varient de 6°C en janvier à 20°C en juillet. La température du Nant d'Avril n'est pas mesurée, mais l'essentiel de son débit semble provenir des rejets.

Pour évaluer la qualité de la source froide, les températures sont estimées en moyennes mensuelles, à partir des graphes à disposition et comparées à celles qui correspondent à la source froide "capteur et stockage", calculées avec DST (table A3.1).

	Energie extraite MWh	Temp. moyenne échangeur stock °C	Temp. moyenne des rejets °C
Octobre	15.6	25.9 => 17	15
Novembre	45.9	20.8 => 17	13
Décembre	77.0	13.2	10
Janvier	71.0	8.7	5
Février	70.7	4.5	5
Mars	27.2	7.8	10
Avril	10.9	12.3	12
Mai	5.7	15.5	12
Total ou moyenne pondérée	324	10.6	8.6

Table A3.1.- Températures moyennes mensuelles dans l'échangeur souterrain et des rejets (eau de refroidissement du CERN) dans le Nant d'Avril

Les températures moyennes annuelles sont relativement proches les unes des autres. Le Nant d'Avril, en supposant que sa température est proche de celle des rejets, pourrait procurer une source froide de qualité comparable au couple capteur-stockage. (Une baisse de 2 K sur la moyenne saisonnière induit une baisse de COP de 0.06 selon la relation A2.2). Mais son utilisation doit satisfaire aux exigences légales et son captage doit être réaliste et économiquement viable.

Annexe 4.- Utilisation du système solaire actif sans pompe à chaleur

A4.1.- Démarche générale

On aimerait calculer les performances du système solaire actif sans le maillon faible de la PAC. Le réseau de distribution basse température (BT) est raccordé directement à la place de l'évaporateur de la PAC, sans échangeur intermédiaire. Pour autant que cette opération soit possible, il faut supposer:

- que la pression hydraulique résultante engendrée dans les tubes échangeurs du stockage soit supportable pour ces derniers;

- que le débit nominal dans le réseau BT corresponde au débit dans l'échangeur souterrain; (il doit passer de 20 (valeur nominale actuelle) à au moins 25 m^3/h);

- que la température maximum tolérée dans l'échangeur souterrain ne soit pas limitée à 50°C, puisque le stockage doit fonctionner à moyenne voir haute température;

- que l'immeuble puisse supporter la dilatation thermique engendrée par les températures élevées du stockage.

L'année "standard" établie dans l'annexe 2 est redéfinie, la demande de chaleur à soutirer du stockage étant directement la demande de chaleur du réseau BT, déduction faite des apports du condenseur des fumées de la chaudière A (négligeables). Au soutirage, la température de l'eau à la sortie de l'échangeur souterrain ne peut pas descendre en dessous de la température de départ du réseau BT, prescrite par la régulation. (Si cette condition ne peut pas être vérifiée, la puissance soutirée est nulle ou insuffisante).

En période de soutirage, les gains solaires mesurés sont fournis à une température de travail qui n'est pas forcément celle du chauffage basse température. Afin d'estimer plus précisément les gains qui transitent directement dans le réseau BT, une correction est effectuée pour tenir compte de la différence de niveau de température de travail. Cette correction ne tient pas compte des effets capacitifs, mais se base sur un facteur de perte des capteurs de 5 W/m^2K et un facteur d'échange de l'échangeur solaire de 35 kW/K pour 600 m^2 de capteurs.

Les gains solaires qui transitent directement dans le réseau BT sont donc évalués en construisant l'année "standard". Cette dernière sert de base pour calculer les performances du stockage durant 10 ans. On suppose implicitement que le stockage, utilisé à moyenne voir à haute température, est modélisé avec les mêmes paramètres que ceux qui le décrivent à basse température. Comme précédemment, la demande de chauffage et la production des capteurs peuvent être amplifiées par un facteur constant.

A4.2.- Utilisation du stockage dans sa forme actuelle

La forme et la taille du stockage actuel n'est pas prévue pour fonctionner sans PAC. Mais disposant de près de 1000 m^2 de capteurs, on est tenté de calculer malgré tout les performances de ce système. Dans tous les scénarios calculés par la suite, la production des capteurs est fixée à 440 MWh par année. Relativement à leur surface totale, le rendement annuel vaudrait environ 35%. Un rendement annuel plus faible équivaudrait à une surface de collecteurs plus grande. L'énergie à extraire du stockage est ajustée à la production calculée de la PAC (annexe 2). Elle se chiffre à 560 MWh/an, et contribue à satisfaire environ 75% de la demande de chauffage du bâtiment (établie selon ses caractéristiques thermiques [7] et une température intérieure de 18°C). Les performances obtenues pour le 10^e cycle sont résumées dans la table A4.1.

Energie injectée dans stockage	Energie extraite du stockage	Energie extraite des capteurs (directement)	Demande à satisfaire
397 MWh	31 MWh	41 MWh	560 MWh
Pertes haut stockage	Pertes latérales	Pertes fond stockage	Pertes totales stockage
183 MWh 50%	132 MWh 36%	50 MWh 14%	365 MWh 100%
Température moyenne pondérée du fluide caloporteur			Efficacité énergétique
en charge: 46 °C		en décharge: 33 °C	8%
Température moyenne du stockage			Nbr cycle équivalent
annuelle: 33 °C	minimum: 27.7 °C	maximum: 38.4 °C	0.21

Table A4.1.- Caractéristiques du 10^e cycle de fonctionnement du stockage, calculées avec DST pour une utilisation sans PAC

Les pertes du stockage deviennent beaucoup trop importantes avec la montée de sa température moyenne annuelle et ruine les possibilités de l'exploiter sans pompe à chaleur. Le stockage, exploité comme ci-dessus, présente des pertes par le toit excessives. Les possibilités de réduire les pertes ne manquent pas, à commencer par une bonne isolation de son toit.

A4.3.- Optimisations possibles du stockage et de son exploitation

Dans cette section, on apporte trois améliorations successives qui font passer l'efficacité énergétique du stockage (au 10^e cycle) de 8% à 46%. Le volume du stockage, l'espacement des forages, leur résistance thermique et les propriétés thermiques du terrain sont maintenus à leur valeurs qui caractérisent le stockage actuel. La production des capteurs est toujours prescrite et voisine de 440 MWh par année, bien qu'en réalité leur température moyenne de production diffère de quelques degrés d'une amélioration à l'autre. La demande de chauffage à satisfaire est fixée à 560 MWh/an.

La première amélioration consiste à isoler davantage le toit du stockage. L'épaisseur d'isolation (foamglass) est portée de 5 cm à 20 cm. (On suppose que l'isolation est soigneusement posée et recouvre intégralement la surface supérieure du stockage). L'exécution des calculs donne les résultats exposés dans la table A4.2.

Energie injectée dans stockage	Energie extraite du stockage	Energie extraite des capteurs (directement)	Demande à satisfaire
397 MWh	105 MWh	41 MWh	560 MWh
Pertes haut stockage	Pertes latérales	Pertes fond stockage	Pertes totales stockage
57 MWh 20%	173 MWh 59%	61 MWh 21%	291 MWh 100%
Température moyenne pondérée du fluide caloporteur			Efficacité énergétique
en charge: 52 °C		en décharge: 37 °C	27%
Température moyenne du stockage			Nbr cycle équivalent
annuelle: 40 °C	minimum: 33.1 °C	maximum: 45.8 °C	0.60

Table A4.2.- Caractéristiques du 10e cycle de fonctionnement du stockage (utilisation sans PAC), mais avec 20 cm d'isolation foamglass sur sa face supérieure

L'étape suivante consiste à optimiser la profondeur du stockage, compte tenu d'une isolation de 20 cm sur son toit. On décide de minimiser les pertes du stockage sur ses dix premières années de fonctionnement. La profondeur optimale est évaluée à 30 m (avec le programme QGHS). On suppose que les propriétés thermiques sont les mêmes en zone saturée, et que les échanges thermiques sont toujours dominés par la diffusion de la chaleur. La surface du toit du stockage est réduite d'un facteur de 2, mais l'isolation occupe une surface plus grande en débordant de 2 mètres sur les bords supérieurs. Les résultats sont donnés dans la table A4.3.

Energie injectée dans stockage	Energie extraite du stockage	Energie extraite des capteurs (directement)	Demande à satisfaire
397 MWh	155 MWh	41 MWh	560 MWh
Pertes haut stockage	Pertes latérales	Pertes fond stockage	Pertes totales stockage
31 MWh 13%	175 MWh 72%	35 MWh 15%	241 MWh 100%
Température moyenne pondérée du fluide caloporteur			Efficacité énergétique
en charge: 54 °C		en décharge: 38 °C	39%
Température moyenne du stockage			Nbr cycle équivalent
annuelle: 42 °C	minimum: 35.0 °C	maximum: 48.9 °C	0.80

Table A4.3.- Caractéristiques du 10e cycle de fonctionnement du stockage (utilisation sans PAC), mais avec 20 cm d'isolation foamglass sur sa face supérieure et une profondeur de 30 mètres

Enfin, la dernière amélioration consiste à réduire la température de départ du chauffage basse température. La figure A4.1 montre la moyenne des températures "départ" et "retour" du réseau de distribution BT tracée en fonction de la température extérieure (en valeur horaires).

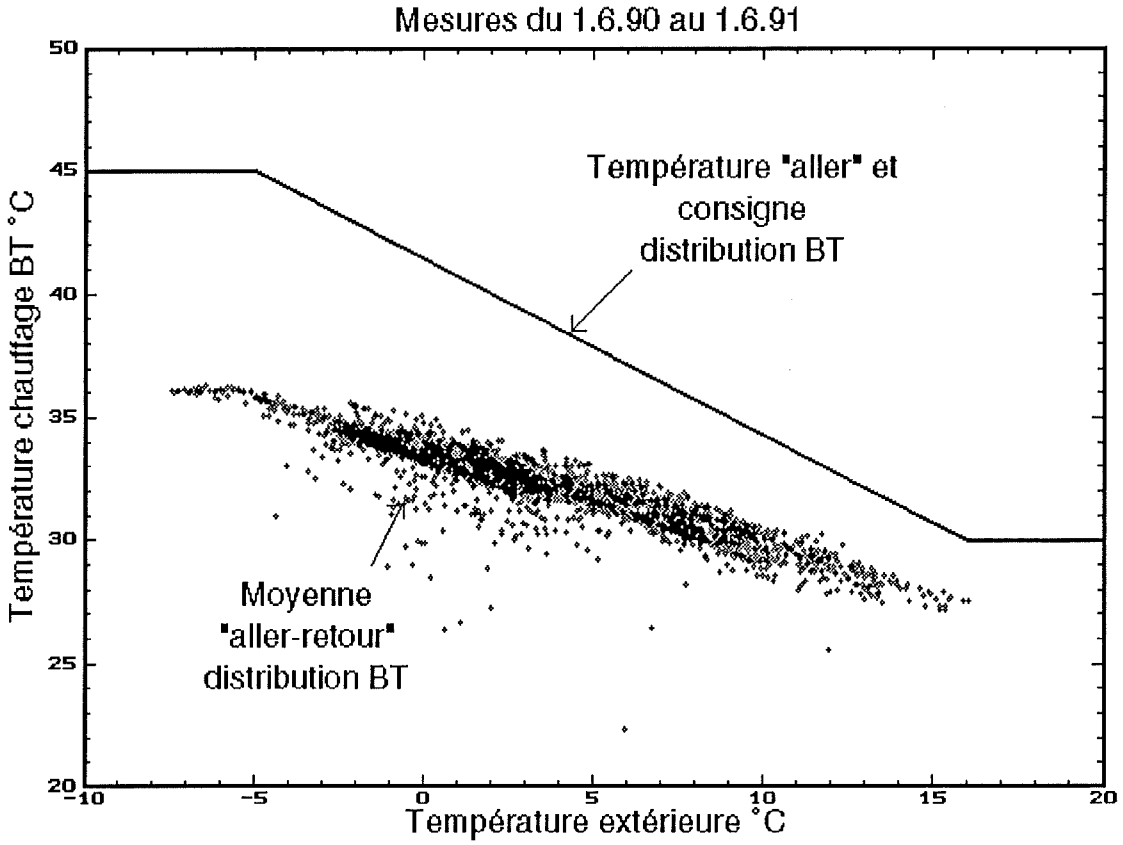

Figure A4.1.- Température moyenne "aller-retour" (mesurée) de l'eau du réseau de distribution basse température tracée en fonction de la température extérieure (moyennes horaires). La courbe pleine est la température de consigne de départ du réseau BT et correspond à la température "aller"

La température moyenne "aller-retour" varie de 27 à 36°C, alors que la température de départ est prescrite entre 30 et 45°C. Comme remarqué dans le rapport final [7], le débit dans le réseau de distribution est insuffisant (environ 9 m^3/h). Avec un débit fixé à 25 m^3/h, il est quasiment triplé, ce qui diminue d'un facteur 3 environ l'écart de température aller-retour. Afin de conserver la même émission de chaleur, la température moyenne aller-retour doit être maintenue au même niveau (en première approximation). La régulation peut être modifiée en conséquence: la température aller est abaissée de manière à la faire varier de 28 à 39°C quand la température extérieure varie de 16 à -5°C. Cette modification de température de consigne permet une meilleure exploitation du stockage (cf. table A4.4).

Energie injectée dans stockage	Energie extraite du stockage	Energie extraite des capteurs (directement)	Demande à satisfaire
399 MWh	182 MWh	42 MWh	560 MWh
Pertes haut stockage	Pertes latérales	Pertes fond stockage	Pertes totales stockage
27 MWh 12%	157 MWh 73%	32 MWh 15%	216 MWh 100%
Température moyenne pondérée du fluide caloporteur			Efficacité énergétique
en charge: 52 °C		en décharge: 35 °C	46%
Température moyenne du stockage			Nbr cycle équivalent
annuelle: 39 °C	minimum: 32.0 °C	maximum: 46.7 °C	0.89

Table A4.4.- Caractéristiques du 10e cycle de fonctionnement du stockage (utilisation sans PAC), mais avec 20 cm d'isolation foamglass sur sa face supérieure, une profondeur de 30 mètres et une température d'exploitation (pour le chauffage) abaissée

L'efficacité énergétique du stockage est comparable à celle du stockage actuel, fonctionnant à basse température, mais mal exploité. Mais le régime transitoire est beaucoup plus important. Il faut attendre 5 ans pour passer la barre des 40%, et 8 ans pour celle des 45%. L'évolution de la température moyenne du stockage et les efficacités énergétiques correspondantes sont montrées par la figure A4.2.

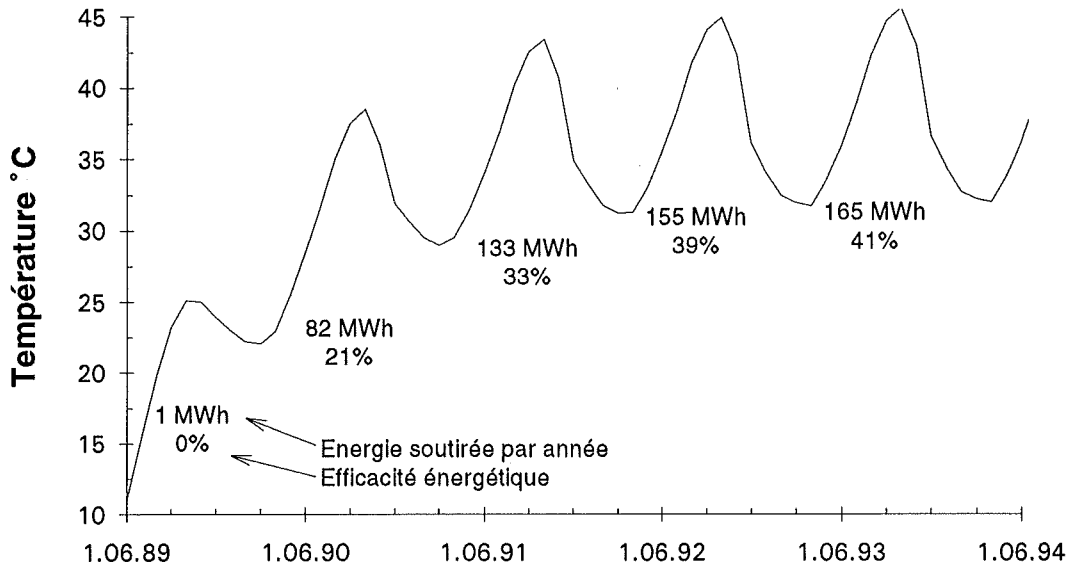

Figure A4.2.- Evolution de la température moyenne du stockage au cours des 5 premières années, fonctionnement sans PAC, calculé avec DST

L'énergie électrique consommée par les pompes, des capteurs solaires à la boucle de distribution basse température, correspondrait à environ 15 MWh/an, soit 7% de l'énergie livrée par le système sur le réseau BT (lors du dixième cycle).

Mais la taille du stockage et la surface des capteurs ne sont pas dimensionnées pour une utilisation directe, de même que leurs dimensions relatives. Un calcul de sensibilité montre que l'augmentation de 10% de la production solaire permet d'augmenter de 20% l'énergie totale restituée par le stockage sur les dix premières années. Le prix à payer est une augmentation de 2 à 3 K sur la température moyenne de travail des capteurs. Selon une étude de sensibilité effectuée avec le programme G3 [6], cette hausse de température entraîne une baisse de leur production annuelle de 5 à 7% .

Même si le système peut couvrir la quasi-totalité de la demande, un appoint est nécessaire les premières années. Un optimum doit être trouvé entre le taux de couverture du système solaire actif et l'appoint.

A4.4.- Demande de chauffage réduite

On aimerait évaluer les performances du stockage si la demande de chauffage est réduite à 80 MJ/m^{2}an. Dans cette situation, les pertes spécifiques du bâtiment sont réduites d'environ 40% (cf. annexe 5), ce qui réduit d'autant la puissance de pointe. La température de départ du chauffage basse température peut être réduite en conséquence.

On exécute les calculs en fixant la demande de chaleur à 60 MJ/m^{2}an, soit 300 MWh/an; (cela correspond à 75% de la demande de chauffage du bâtiment). La température de départ du chauffage BT est abaissée de la façon suivante: elle varie de 28 à 35°C de façon linéaire avec la température extérieure (28°C quand Text = 16°C et 35°C quand Text = -5°C; la température de consigne plafonne à 35°C pour les températures extérieures inférieures à -5°C). Les résultats sont exposés dans la table A4.5.

Energie injectée dans stockage	Energie extraite du stockage	Energie extraite des capteurs (directement)	Demande à satisfaire
415 MWh	190 MWh	26 MWh	300 MWh
Pertes haut stockage	Pertes latérales	Pertes fond stockage	Pertes totales stockage
28 MWh 12%	163 MWh 73%	33 MWh 15%	224 MWh 100%
Température moyenne pondérée du fluide caloporteur			Efficacité énergétique
en charge: 52 °C		en décharge: 35 °C	46%
Température moyenne du stockage			Nbr cycle équivalent
annuelle: 40 °C	minimum: 32.1 °C	maximum: 47.3 °C	0.90

Table A4.5.- Caractéristiques du 10^e cycle de fonctionnement du stockage (utilisation sans PAC) pour une demande de chauffage réduite d'un facteur 2

Les résultats sont comparables à ceux de la table A4.4, qui correspondent à une demande de chauffage à peu près 2 fois plus grande et une température d'exploitation plus élevée. Une faible demande de chauffage a pour effet de rendre le stockage véritablement saisonnier, en le faisant fonctionner essentiellement pendant les mois sans gains solaires. L'énergie déstockée doit être en moyenne de meilleure qualité, et le fait travailler à plus haute température. Cet effet, défavorable à l'exploitation du stockage, est compensé par l'abaissement de la température de départ de l'énergie soutirée du stockage.

Une demande de chauffage réduite du bâtiment n'est pas incompatible avec l'utilisation d'un stockage saisonnier de chaleur, tant que le volume de ce dernier reste suffisamment important; (tant que les pertes restent "supportables"). Un effet de taille est montré avec la figure A4.3. On calcule les pertes d'un stockage avec le programme QGHS dont les caractéristiques sont les suivantes:

- propriétés thermiques du terrain: conductivité thermique: 2.8 W/mK;
  capacité thermique volumique: 2.2 MJ/m^{3}K;

- 20 cm d'isolation sur sa face supérieure;

- température non perturbée du terrain: 11 °C;

- température moyenne annuelle du stockage: 40 °C;

Le volume est pris comme paramètre variable. La profondeur du stockage est chaque fois évaluée pour minimiser les pertes du stockage sur les dix premières années de fonctionnement. Le nombre de kWh moyen (sur dix ans) qu'il faut investir chaque année par mètre cube de stockage (pour le maintenir à 40 °C), est tracé en fonction de la taille du stockage (cf. figure A4.3).

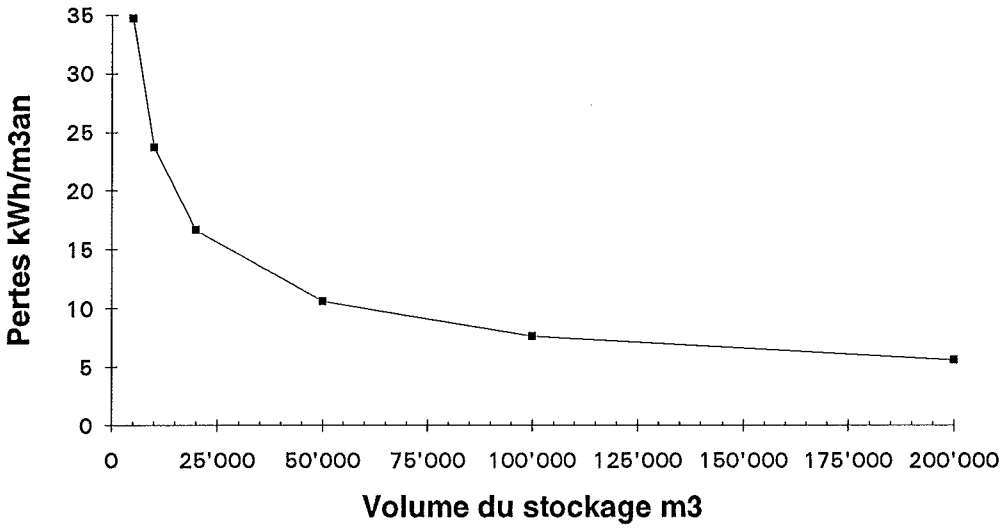

Figure 4.3.- Energie par mètre cube de stockage à investir chaque année pour maintenir la température du stockage à 40 °C

Pour les volumes inférieurs à 20'000 m^3, les pertes deviennent très sensibles à la taille du stockage (caractérisé comme ci-dessus).

Annexe 5.- Alternative aux façades en double-peau

Dans cette annexe, on calcule les performances thermiques du bâtiment en remplaçant la double-peau, les fenêtres ordinaires et les portes-fenêtres par des vitrages de bonne qualité disponibles sur le marché. Les contrecoeurs en béton sont isolés à l'extérieur par environ 10 cm d'isolation. On considère deux types de vitrage:

- double vitrage avec couche sélective;
- vitrage "HIT" (Geilinger).

Pour chaque vitrage utilisé, on étudie deux répartitions possibles des fenêtres:

- statu quo, la proportion de vitrage correspond à celle de la peau intérieure additionnée des fenêtres actuelles;
- différenciée, les surfaces de vitrage des orientations nord sont diminuées et celles des orientations sud augmentées (si possible).

Quatre situations sont donc calculées et comparées aux performances du bâtiment doté de façades en double-peau.

Les caractéristiques thermiques des vitrages et des contrecoeurs isolés sont indiquées dans la table A5.1. Les cadres des vitrages sont inclus dans les valeurs données pour le coefficient K moyen des pertes thermiques.

	Coefficient K moyen W/m^2K	Coefficient g de transmission global (rayonnement solaire)
Double-vitrage sélectif	1.6	0.6
Vitrage "HIT"	0.7	0.4
Contrecoeur isolé	0.4	-

Table A5.1.- Caractéristiques thermiques des vitrages et du contrecoeur isolé

Les gains solaires, calculés par une surface équivalente pour chaque orientation, sont calculés de la même manière que les double-vitrages ordinaires, avec les paramètres correspondants [26]. A l'exception des porte-fenêtres, le facteur de réduction des cadres de fenêtres est fixé à 0.8, par analogie aux fenêtres de la peau intérieure.

La somme des surfaces des fenêtres, porte-fenêtres et fenêtres de la peau intérieure est effectuée façade par façade (cf. table A5.2). Ces surfaces correspondent à la version "statu quo". Pour la version "différenciée", la surface des fenêtres est déterminée à partir de la surface de sol "habitable" associée à chaque façade. Pour les orientations nord, elle est fixée à 10% de la surface de sol, et au minimum 20% pour les orientations sud.

	Surface totale de fenêtre (m^2) Version "statu quo"	Version "différenciée"
Façade nord-est	560	340
Façade nord-ouest	930	430
Façade sud-ouest	670	700
Façade sud-est	880	880
Total	3'040	2'350

Table A5.2.- Surfaces des fenêtres pour les deux versions étudiées, façade par façade

La Norme Européenne est appliquée à chaque situation. Les caractéristiques du reste de l'enveloppe restent inchangées. Le taux de renouvellement d'air est toujours fixé à 0.2 h^{-1}. La demande de chauffage est calculée sur la base d'une température intérieure de 18°C et des variables météos cataloguées en valeurs mensuelles pour Genève (température extérieure, ensoleillements verticaux). Les quatre situations définies ci-dessus sont calculées et comparées avec le bâtiment actuel (cf. figure A5.1). L'état de la double-peau correspond à l'hiver 90-91. Il est supposé représentatif des performances normales que l'on peut attendre des façades double-peaux.

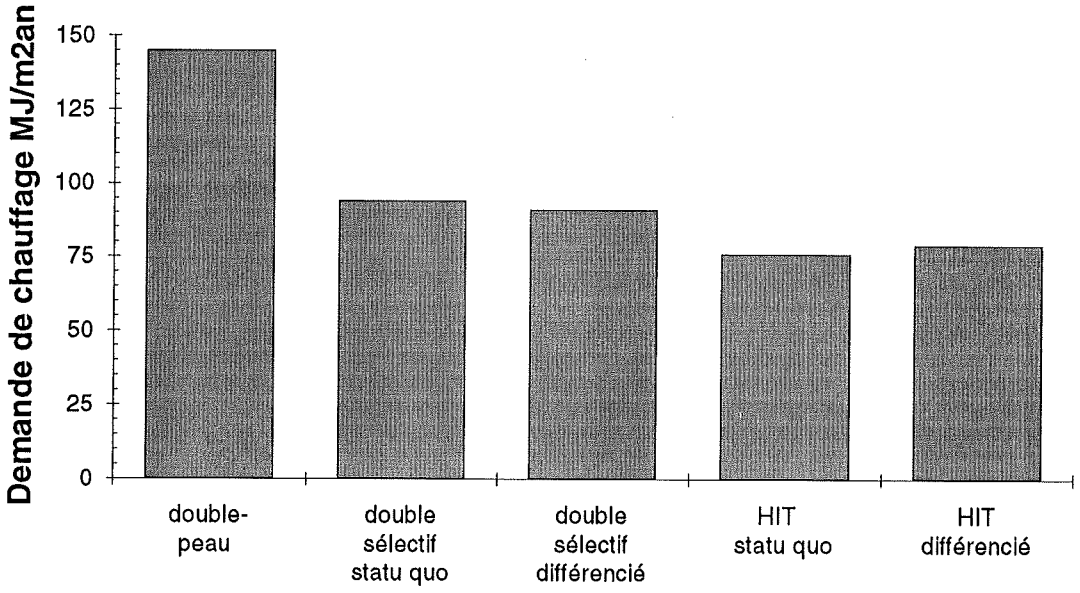

Figure A5.1.- Demande de chauffage calculée pour le bâtiment actuel et les quatre situations définie ci-dessus, sans l'usage de la double-peau

Les caractéristiques thermiques du bâtiment ainsi que la demande de chaleur mois par mois sont reportées dans la table A5.3 pour chaque situation.

	Double-peau état 90-91	Double sél. statu quo	Double sél. différencié	"HIT" statu quo	"HIT" différencié
Pertes spécifiques	18.1 kW/K	14.1 kW/K	13.3 kW/K	11.4 kW/K	11.2 kW/K
Surface effective	780 m^2	850 m^2	700 m^2	560 m^2	470 m^2
Octobre	80 GJ	21 GJ	25 GJ	20 GJ	27 GJ
Novembre	370 GJ	238 GJ	227 GJ	186 GJ	189 GJ
Décembre	611 GJ	429 GJ	406 GJ	338 GJ	338 GJ
Janvier	662 GJ	472 GJ	449 GJ	379 GJ	379 GJ
Février	471 GJ	315 GJ	304 GJ	255 GJ	260 GJ
Mars	378 GJ	230 GJ	232 GJ	198 GJ	211 GJ
Avril	96 GJ	25 GJ	35 GJ	29 GJ	44 GJ
Année	145 MJ/m^2an	94 MJ/m^2an	91 MJ/m^2an	76 MJ/m^2an	79 MJ/m^2an

Table A5.3.- Caractéristiques thermiques du bâtiment et demande de chauffage mensuelle pour chaque situation

Si la double-peau est complètement fermée et parfaitement hermétique, la demande de chauffage baisse à 130 MJ/m^2an. Mais l'utilisation de bons vitrages à la place de la double-peau permet de descendre sous la barre des 100 MJ/m^2an. Diminuer les vitrages au nord-ouest et au nord-est n'a pas un effet significatif sur la demande de chauffage annuelle et s'avère même défavorable avec les vitrages "HIT".

Si le taux de renouvellement d'air est doublé (0.4 h^{-1}), la demande de chauffage annuelle (avec double vitrage sélectif) est comparable à celle du bâtiment doté de la double-peau. Avec un taux de 0.6 h^{-1}, elle reste inférieure à 200 MJ/m^2an, valeur cible donnée pour les ateliers par la recommandation 380/1 [32].

Les surchauffes estivales engendrées par les gains solaires sont plus facilement gérées; (pour autant que les protections solaires soient placées à l'extérieur). Plus l'enveloppe du bâtiment est bonne, plus l'énergie thermique piégée à l'intérieur (gains internes et solaires) est difficile à évacuer. Seul un système de ventilation, indispensable avec des vitrages "HIT", permet de la rejeter par rafraîchissement nocturne des locaux; (si l'on ne veut pas recourir à la climatisation).

Les fenêtres en double vitrages sélectifs sont préférées au vitrage "HIT", compte tenu de la qualité du reste de l'enveloppe. (La demande de chauffage annuelle n'est pas réduite de manière significative avec l'utilisation de vitrages "HIT"). D'autre part, la mise en oeuvre de fenêtres en double vitrages sélectifs n'implique pas forcément un système de ventilation compliqué. Les occupants ont toujours la possibilité de gérer leur propre confort en ouvrant les fenêtres.